

# Hochaufgelöste Strömungsfeldvermessungen in der Rotorpassage einer Niedermachzahlmaschine für verschiedene Schaufelspitzengeometrien

**High-resolution flow field measurements in the rotor passage of a  
low-mach number turbine for different tip geometries**

Zur Erlangung des akademischen Grades Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)  
genehmigte Dissertation von Dipl.-Ing. Martin Kegalj aus Frankfurt am Main  
Fachbereich Maschinenbau

Fachgebiet Gasturbinen, Luft- und Raumfahrtantriebe

2012-04-30 – Darmstadt – D 17



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
DARMSTADT

Hochaufgelöste Strömungsfeldvermessungen in der Rotorpassage einer Niedermachzahlmaschine für verschiedene Schaufelspitzengeometrien

High-resolution flow field measurements in the rotor passage of a low-mach number turbine for different tip geometries

Genehmigte Dissertation von Dipl.-Ing. Martin Kegalj aus Frankfurt am Main

1. Gutachten: Prof. Dr.-Ing. H.-P. Schiffer
2. Gutachten: Prof. Dr. rer. nat. A. Dreizler

Tag der Einreichung: 30. April 2012

Tag der Prüfung: 26. Juni 2012

Darmstadt 2013 – D 17

Bitte zitieren Sie dieses Dokument als:

URN: [urn:nbn:de:tuda-tuprints-33787](https://nbn-resolving.org/urn:nbn:de:tuda-tuprints-33787)

URL: <http://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de/3378>

Dieses Dokument wird bereitgestellt von tuprints,  
E-Publishing-Service der TU Darmstadt  
<http://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de>  
[tuprints@ulb.tu-darmstadt.de](mailto:tuprints@ulb.tu-darmstadt.de)



Die Veröffentlichung steht unter folgender Creative Commons Lizenz:  
Namensnennung – Keine kommerzielle Nutzung – Keine Bearbeitung  
3.0 Deutschland

<http://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/3.0/de/>



---

# Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Stipendiat und wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet *Gasturbinen, Luft- und Raumfahrtantriebe* der Technischen Universität Darmstadt. Herrn *Prof. Dr.-Ing. H.-P. Schiffer* danke ich für sein Vertrauen und seine Unterstützung während meiner gesamten Zeit am Fachgebiet. Die Möglichkeit zur freien Entfaltung führte zu einer sehr angenehmen Arbeitsatmosphäre, in der ich meine Ideen mit großer Unterstützung verwirklichen konnte. Ich habe in dieser Zeit sehr viel gelernt und persönlich stark von dieser Arbeit profitiert.

Dem Korreferenten dieser Arbeit, Herrn *Prof. Dr. rer. nat. A. Dreizler*, Leiter des Fachgebiets *Reaktive Strömungen und Messtechnik*, danke ich für das beständige Interesse an der Arbeit. Seine wertvollen Hinweise haben die Richtung der Dissertation maßgeblich beeinflusst.

*Barbara Löhr* danke ich herzlich für das Korrekturlesen und die großzügige Mithilfe beim Verfassen der Texte.

*Gregor Schmid* danke ich für die Durchführung der numerischen Strömungssimulation und die fortwährende Hilfe bei der Erstellung der Arbeit. *Fabian Wartzek* hat mit seiner Master-Thesis einen wertvollen Beitrag geleistet und damit großen Anteil an der Dissertation. Die Fertigung und den Aufbau des Prüfstands hat *Jochen Rank* mit sehr großem Einsatz unterstützt und maßgeblich mitgestaltet.

*Christoph Biela* und *Christoph Brandstetter* haben den Verlauf der Arbeit mit großem Interesse verfolgt und zahlreiche Impulse für deren erfolgreichen Abschluss gegeben.

Vom Projektpartner *ROLLS-ROYCE DEUTSCHLAND LTD. & Co. KG* danke ich Herrn *Dr.-Ing. Erik Janke*, Herrn *Lars Willer* und Herrn *Zbigniew Schabowski Ph.D.* für die Auslegung der Beschaukelung, ihre Unterstützung bei meinem Industrieaufenthalt, die Hilfe bei der Interpretation der Messdaten und die Möglichkeit, die Erkenntnisse zu veröffentlichen.

---

Mein besonderer Dank gilt Herrn *Berthold Matyschok*, der bereits zu einem frühen Zeitpunkt meines Studiums mein Augenmerk auf Messtechnik und Turbomaschinen gelenkt, mich unterstützt und gefördert und damit einen Grundstein zu dieser Arbeit gelegt hat.

Den Kolleginnen und Kollegen des Fachgebiets *Gasturbinen, Luft- und Raumfahrt-antriebe*, Studierenden, Freundinnen und Freunden danke ich herzlichst für die inspirierenden Gespräche, Hilfe bei allen Aufgaben und Projekten sowie moralische Unterstützung. Insbesondere gilt mein Dank *Andreas Lerch, Christoph Starke, Claudius Linker, Clemens Rakenius, Daniela Klaubert, Felix Holzinger, Lucas Giller, Martin Müller, Michael Kloss, Nils Winter, Sebastian Leichtfuß, Sebastian Stein, Stavros Pylouras* und *Steffen Reising* sowie *Erik Berger, Tim Steffens* und *Jens Hermann* und weiterhin *André Weller, Elena Swrschek, Martin Schmidt, Nejdeh Ivan, Peter Müller, Soong-Oh Han, Thilo Kissel* und *Tolga Arul*.

Der Werkstatt des Fachgebiets, ganz besonders den Herren *Walter Nolde* und *Marcel Nicolay*, danke ich für die Fertigung der Bauteile und die Hilfe beim Aufbau des Prüfstands. Herrn *Udo Trometer* der TFA-Werkstatt danke ich für die hilfreichen Ratschläge bei der Konstruktion.

Herrn *Prof. D.K. Hennecke Ph.D.* danke ich für seine Hilfe bei der Vorbereitung der Disputation und die Möglichkeit, sein Büro zu nutzen.

Mein größter Dank gilt meiner Familie, meinen Eltern *Marija* und *Jakov* und meiner Schwester *Ana*, die mich fortwährend und unermüdlich unterstützt haben und ohne die ich mein Studium und die Dissertation niemals hätte abschließen können. Ihnen ist diese Arbeit gewidmet.

Darmstadt, im April 2013

Martin Kegalj

---

# Zusammenfassung

In einer Axialturbine stellen die Spaltverluste einen großen Anteil der Gesamtverluste dar. Die Nutzung eines Deckbands ist aus aerodynamischer Sicht sinnvoll, jedoch ist im Hinblick auf die mechanischen Belastungen der thermisch hoch beanspruchten drehenden Schaufeln und aus Kostengründen ein Verzicht anzustreben. Der Hauptparameter für die Verluste ist die Spalthöhe, die aus technischen Gründen nicht beliebig reduziert werden kann, da ein Laufspalt aufgrund der thermischen Ausdehnung und der Schwingungsbelastungen des Triebwerks notwendig ist.

Die Druckdifferenz zwischen Druck- und Saugseite der Schaufel bewirkt die Überströmung der Spitze und die Bildung des Spaltwirbels. Sowohl die reduzierte Umlenkung des Spaltmassenstroms als auch die Verluste durch den Wirbel und die darauffolgende Vermischung mit der Passagenströmung sind für einen verringerten Wirkungsgrad verantwortlich. Die Einbringung einer Squealer-Kavität in die flache Schaufelspitze ist eine Möglichkeit, die aerodynamischen Verluste zu reduzieren. Dabei wird ein Teil der Energie des Spaltmassenstroms bei der Einstromung in die Kavität dissipiert, worauf die aus dem Spalt austretende Strömung einen geringeren Impuls besitzt und der Spitzenmassenstrom reduziert wird.

Zur Untersuchung des Einflusses der Spitzengeometrie stand eine 1½-stufige Niedermachzahlmaschine als Prüfstand für experimentelle Untersuchungen zur Verfügung. Die Messungen, durchgeführt mit Fünf-Loch-Sonden, Zwei-Komponenten-Hitzdrahtanemometer, stationären Wanddrucksensoren, Stereo- und Boreskopischen Particle-Image-Velocimetry-Aufbauten sowie dem Farbanstrichverfahren, ergeben in den Ebenen zwischen den Schaufelreihen nur sehr geringe Unterschiede für die Strömungswinkel und -geschwindigkeiten. Eine Betrachtung der unvermeidbaren Messfehler belegt die schwierige Erfassung des Einflusses der Squealer-Kavität mit Hilfe der globalen Messdaten in der Schaufelabströmung. Eine lokale Betrachtung der Messgrößen im Gehäusebereich der Rotorpassagen wird nur durch den Einsatz der Lasermesstechnik ermöglicht, wobei auch hier ein Vergleich der Messgrößen aufgrund geringer absoluter Unterschiede schwierig ist.

---

Die Nutzung des  $\lambda_2$ -Wirbelkriteriums zur objektiven Identifizierung ermöglicht eine Eingrenzung der Wirbelstrukturen und eine Berechnung integraler Größen, die einerseits die kinetische Rotationsenergie und andererseits die Querschnittsfläche sowie die Position des Wirbelzentrums erfassen. Der Vorteil dieser Betrachtung ist eine lokale objektive Quantifizierung der Wirbel. Ein Vergleich der beiden Schaufelspitzenkonfigurationen Fläche Spitze und Squealer-Kavität zeigt eine verringerte Wirbelfläche und -energie für letztere, wodurch von einer erfolgreichen Beeinflussung der Spaltströmung und des Spaltwirbels ausgegangen werden kann. In Verbindung mit den Farbanstrichbildern und den instationären Wanddrücken im Bereich des Rotors kann ein nahezu vollständiges und detailliertes Bild der Schaufelspitzenströmung und der einhergehenden Wirbelstrukturen dargestellt werden. Die Verkleinerung und Abschwächung des Wirbels bewirkt eine Verlagerung des Passagenwirbels zur Nabe, wodurch die Strömung in der Passage eine geringere Störung erfährt.

Zusätzlich stehen numerische instationäre Strömungssimulationen der 1½-stufigen Turbine zur Verfügung, die mit den identischen Berechnungen zur Wirbelidentifikation und -quantifizierung bearbeitet wurden. Die Veränderungen der Wirbelgrößen durch die Squealer-Kavität liegen auf einem ähnlichen Niveau (ca. 10 % Absenkung) und validieren damit die numerische Simulation in einem lokalen Bereich hochkomplexer Strömungsphänomene an der Rotorschaufelspitze. Durch die gute Übereinstimmung zwischen Messergebnissen und Rechnung wird eine zuverlässige Vorhersage der Absenkung des Spitzenmassenstroms um 9,1 % und der Steigerung des isentropen Wirkungsgrads der Stufe um 0,24 % möglich, während der Wirkungsgrad für die 1½-stufige Anordnung um 0,34 % ansteigt.

---

# Abstract

In axial turbines tip leakage forms a large portion of the overall losses. Applying a shroud is very aerodynamically useful, but the higher mechanical loads of the revolving rotor blading exposed to a high thermal load and the higher costs suggest a shroudless configuration is better. The main parameter in the tip leakage loss is the tip gap height, which cannot be reduced arbitrarily as a running gap is necessary due to thermal expansion and vibration of the jet engine.

The pressure ratio between pressure and suction of the rotor blade forces the fluid over the blade tip and leads to the formation of the tip leakage vortex. Reduced turning and losses caused by vortices and subsequent mixing are responsible for the reduced efficiency. Using a squealer cavity on the flat blade tip is a feasible way to reduce the aerodynamic losses. A portion of the kinetic energy of the tip leakage flow is dissipated while entering the cavity; the flow exiting the cavity enters the passage with reduced momentum and reduced tip gap mass flow.

A 1½ stage low mach number turbine was used to investigate the influence of tip geometry. Aerodynamic measurements, performed with five-hole probes, two-component hot-wire anemometer, unsteady wall pressure sensors, stereo and borescopic particle-image-velocimetry setups and oil & dye flow visualization, found small differences in the flow velocities and angles between the flat and squealer tip configuration in the measurement planes downstream of the rotor. The measurement uncertainty proves the difficulty of determining the influence of the squealer cavity on the blade row outflow with global measurement data. To gather information on the flow close to the casing inside the rotor passage is only possible with non-intrusive laser measurement techniques. Comparison of the different tip geometries is still difficult due to the small differences in the absolute flow data.

The use of the  $\lambda_2$  vortex criterion enables an objective identification and localization of vortex structures, thus allowing the calculation of integral vortex values, such as the rotational kinetic energy and the cross-section area. A comparison of the tip geometry configuration's flat tip and squealer tip shows decreased vortex area and kinetic energy for the cavity tip, suggesting an influence on the tip gap flow

---

and tip leakage vortex. Combining the results with the oil & dye flow visualization on the rotor tip and the unsteady wall pressure above the rotor, a complete and detailed picture of the tip leakage flow and the vortices close to the rotor tip is possible. The reduction of vortex area and kinetic energy causes a relocation of the passage vortex, leading to a lower disturbance of the passage flow. Unsteady numerical flow simulations of the turbine were treated with the same algorithms for the calculation of the vortex area and kinetic energy. The alterations of the vortex values due to the squealer tip are in the same order as the measurements (approximately 10% reduction), and validates the numerical simulations in an area of highly complex flow phenomena at the rotor tip. Good agreement between measurement and simulation showed a reduction of the tip leakage mass flow by 9.1% and the increase of the isentropic stage efficiency by 0.24%, while the efficiency of the 1½ stages improved by 0.34%.

---

# Inhaltsverzeichnis

|  |           |
|--|-----------|
| Nomenklatur  | IX        |
| Abbildungsverzeichnis  | XIII      |
| <b>1 Einleitung</b>  | <b>1</b>  |
| <b>2 Grundlagen und Stand der Technik</b>                              | <b>13</b> |
| 2.1 Grundlagen der Turbinenströmung . . . . .                          | 15        |
| 2.2 Sekundärströmungen in einer Turbine . . . . .                      | 21        |
| 2.3 Spaltströmungseffekte . . . . .                                    | 24        |
| 2.4 Anmerkungen zu Wärmeübergang und transsonischer Strömung . . .     | 34        |
| 2.5 Auswirkungen der Statorschaufelnachläufe auf die Spitzenströmung   | 35        |
| 2.6 Identifikation eines Wirbels durch das Lambda2-Kriterium . . . . . | 37        |
| <b>3 Prüfstand</b>   | <b>41</b> |
| 3.1 Prüfstandsaufbau . . . . .   | 41        |
| 3.2 Beschaufelung und Squealer-Kavität . . . . .                       | 46        |
| 3.3 Betriebspunkt . . . . .  | 48        |
| <b>4 Messtechnik</b>   | <b>51</b> |
| 4.1 Pneumatische Richtungsmessung mittels Fünf-Loch-Sonde . . . . .    | 51        |
| 4.2 Instationäre Geschwindigkeitsmessung mittels Hitzdrahtanemometrie  | 54        |
| 4.3 Instationäre Wanddruckmessung . . . . .                            | 58        |
| 4.4 Particle-Image-Velocimetry . . . . .                               | 60        |
| 4.4.1 Boreskopisches PIV . . . . .                                     | 63        |
| 4.4.2 Stereo-PIV . . . . .   | 66        |
| 4.5 Farbanstrichverfahren . . . . .                                    | 68        |
| 4.6 Messfehler . . . . .   | 71        |
| 4.6.1 Fünf-Loch-Sonde . . . . .  | 72        |
| 4.6.2 Hitzdraht-Sonde . . . . .  | 73        |
| 4.6.3 Instationäre Wanddruckmessung . . . . .                          | 75        |
| 4.6.4 Particle-Image-Velocimetry . . . . .                             | 75        |

|          |   |            |
|----------|---|------------|
| <b>5</b> | <b>Numerische Strömungssimulation</b>                                 | <b>77</b>  |
| <b>6</b> | <b>Ergebnisse</b>   | <b>81</b>  |
| 6.1      | Strömungsfeld in der Turbine . . . . .                                | 81         |
| 6.1.1    | Zuströmbedingungen . . . . .  | 82         |
| 6.1.2    | Überblick Turbinenströmung . . . . .                                  | 83         |
| 6.1.3    | Stationäre Ergebnisse stromab der Schaufelreihen . . . . .            | 84         |
| 6.1.4    | Ergebnisse im Relativsystem des Rotors . . . . .                      | 90         |
| 6.1.5    | Validierung der numerischen Strömungssimulation . . . . .             | 93         |
| 6.2      | Vergleich der flachen Spitze mit der Squealer-Kavität . . . . .       | 96         |
| 6.3      | Ergebnisse des Lambda2-Wirbelkriteriums . . . . .                     | 101        |
| 6.4      | Verifikation des Lambda2-Wirbelkriteriums . . . . .                   | 107        |
| 6.5      | Vergleich zwischen FT und SQ mit Hilfe des Wirbelkriteriums . . . . . | 111        |
| 6.6      | Strömung auf der Schaufelspitze . . . . .                             | 115        |
| 6.7      | Auswirkungen der Kavität auf Spaltmassenstrom und Wirkungsgrad .      | 119        |
| 6.8      | Einfluss der Statorabströmung auf das Wirbelsystem . . . . .          | 119        |
| <b>7</b> | <b>Zusammenfassung und Ausblick</b>                                   | <b>131</b> |
|          | <b>Literaturverzeichnis</b>   | <b>139</b> |
| <b>A</b> | <b>Anhang</b>   | <b>149</b> |
| A.1      | Wärmeübergang in einer deckbandlosen Turbine . . . . .                | 149        |
| A.2      | Transsonische Strömung auf der Rotorspitze . . . . .                  | 151        |
| A.3      | Details der Rotordichtung und Statorlagerung . . . . .                | 152        |
| A.4      | Verwendete Messtechnik . . . . .                                      | 154        |
| A.5      | Darstellungsgitter der instationären Wanddruckmessung . . . . .       | 157        |
| A.6      | Detaillierte Darstellung des Kalibrationsvorgangs der PIV-Aufbauten . | 158        |
| A.7      | Detaillierte Darstellung der Anwendung des Wirbelkriteriums . . . . . | 160        |
| A.8      | Vergleich Messung - Numerik . . . . .                                 | 163        |
| A.9      | Ergänzende Darstellungen . . . . .                                    | 165        |
| A.10     | Bilder der Farbanstrichversuche . . . . .                             | 167        |



---

# Nomenklatur

---

## Lateinische Zeichen

---

| Symbol           | Einheit               | Bezeichnung   |
|------------------|-----------------------|---|
| $A$              | $\text{m}^2$          | Fläche  |
| $C_d$            | -                     | Ausströmkoefizient  |
| $F$              | N                     | Schubkraft  |
| $H$              | J                     | Enthalpie   |
| $H$              | m                     | Schaufelhöhe  |
| $K$              | -                     | bezogene kinetische Rotationsenergie im Wirbel                          |
| $L$              | Ns                    | Drehimpuls  |
| $Ma$             | -                     | Machzahl  |
| $M$              | Nm                    | Moment  |
| $P$              | W                     | Leistung  |
| $R$              | $\Omega$              | elektrischer Widerstand   |
| $Re$             | -                     | Reynoldszahl  |
| $S$              | m                     | Sehnenlänge   |
| $\mathbf{S}$     | $1/\text{s}$          | Verzerrungstensor   |
| $T$              | m                     | Teilung   |
| $T$              | K                     | Temperatur  |
| $\mathbf{T}$     | $1/\text{s}$          | Geschwindigkeitsgradiententensor  |
| $T_{\text{rot}}$ | J                     | kinetische Rotationsenergie   |
| $T_{\text{kin}}$ | J                     | kinetische Energie  |
| $U$              | V                     | Spannung  |
| $V$              | $\text{m}/\text{s}$   | Geschwindigkeit auf der Schaufeloberfläche<br>ohne Grenzschichteinfluss |
| $c$              | $\text{m}/\text{s}$   | Absolutgeschwindigkeit  |
| $c_p$            | -                     | Druckbeiwert  |
| $c_p$            | $\text{J}/\text{kgK}$ | spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck                         |
| $d$              | m                     | Höhe eines Flächenelementes   |
| $h$              | $\text{J}/\text{kg}$  | spezifische Enthalpie   |
| $k$              | -                     | Richtung senkrecht zur Stromlinie                                       |

---



| Symbol    | Einheit            | Bezeichnung                |
|-----------|--------------------|----------------------------|
| $l$       | -                  | dimensionslose Profillänge |
| $m$       | kg                 | Masse                      |
| $\dot{m}$ | kg/s               | Massenstrom                |
| $n$       | 1/min              | Drehzahl                   |
| $n$       | -                  | Anzahl der Messwerte       |
| $p$       | Pa                 | Druck                      |
| $r$       | m                  | Radius                     |
| $s$       | J/kgK              | spezifische Entropie       |
| $s$       | -                  | dimensionslose Sehnenlänge |
| $t$       | m                  | Spalthöhe                  |
| $u$       | m/s                | Umfangsgeschwindigkeit     |
| $u$       | J/kgK              | spezifische innere Energie |
| $v$       | m <sup>3</sup> /kg | spezifisches Volumen       |
| $v$       | m/s                | Geschwindigkeit            |
| $w$       | m/s                | Relativgeschwindigkeit     |
| $x$       | -                  | Messwert                   |
| $x$       | m                  | Koordinate in der Ebene    |
| $y$       | m                  | Koordinate in der Ebene    |

---

## Griechische Zeichen

---

| Symbol      | Einheit            | Bezeichnung                       |
|-------------|--------------------|-----------------------------------|
| $\alpha$    | W/m <sup>2</sup> K | Wärmeübergangskoeffizient         |
| $\Delta t$  | s                  | zeitlicher Abstand der Laserpulse |
| $\zeta$     | -                  | Totaldruckverlustkoeffizienten    |
| $\eta$      | -                  | Wirkungsgrad                      |
| $\Theta$    | °                  | Umfangs-/Abströmwinkel            |
| $\lambda_2$ | 1/s <sup>2</sup>   | Wirbelkriterium                   |
| $\nu$       | m <sup>2</sup> /s  | kinematische Viskosität           |
| $\Pi_T$     | -                  | Turbinendruckverhältnis           |
| $\rho$      | °                  | Radialer Winkel                   |
| $\varrho$   | kg/m <sup>3</sup>  | Dichte                            |
| $\sigma$    | -                  | Standardabweichung                |
| $\Omega$    | 1/s                | Drehgeschwindigkeitsstensor       |
| $\omega$    | rad/s              | Winkelgeschwindigkeit             |
| $\omega$    | 1/s                | Wirbelstärke                      |

---

## Indizes

---

| Symbol    | Bezeichnung  |
|-----------|--|
| 1         | Eintritt in die Schaufelreihe                                |
| 2         | Austritt aus der Schaufelreihe                               |
| I         | Zustand I  |
| II        | Zustand II   |
| ax        | axial  |
| D         | Druckseite   |
| Draht     | Hitzdraht  |
| dyn       | dynamisch  |
| Eintritt  | Eintritt in die Messstrecke                                  |
| In        | Eintritt in die Schaufelreihe                                |
| red       | reduzierte Größe   |
| ref       | Referenzzustand  |
| rel       | relative Größen  |
| S         | Saugseite  |
| Strömung  | Hauptströmung  |
| stat      | statisch   |
| tot       | total  |
| $u$       | Umfangsrichtung  |
| Wirbel    | Teil des Wirbels, identifiziert durch $\lambda_2$ -Kriterium |
| $w$       | relativ zur Rotorschaukel                                    |
| $x$       | $x$ -Richtung im kartesischen Koordinatensystem              |
| $y$       | $y$ -Richtung im kartesischen Koordinatensystem              |
| $z$       | $z$ -Richtung im kartesischen Koordinatensystem              |
| $\Theta$  | Umfangsrichtung  |
| $\rho$    | radiale Richtung   |
| $\varphi$ | Tangentialgeschwindigkeit                                    |
| $\infty$  | Kernströmung   |

---

## Messebenen

---

| Bezeichnung  | Position          |
|--------------|-------------------|
| <i>uS1</i>   | stromauf Stator 1 |
| <i>dS1</i>   | stromab Stator 1  |
| <i>dRo</i>   | stromab Rotor     |
| <i>dS2-1</i> | stromab Stator 2  |
| <i>dS2-2</i> | stromab Stator 2  |
| <i>dS2-3</i> | stromab Stator 2  |

Siehe auch Abbildung 3.3 auf Seite 45.

---

## Abkürzungen

---

| Symbol          | Bezeichnung  |
|-----------------|--|
| 2D              | zweidimensional  |
| 3D              | dreidimensional  |
| ACARE           | Advisory Council for Aeronautics Research and Innovation in Europe |
| AK              | Ausdehnungskoeffizient   |
| BPIV            | Borescopic Particle-Image-Velocimetry                              |
| FLS             | Fünf-Loch-Sonde  |
| FT              | Flache Spitze (Flat Tip)   |
| GLR             | Fachgebiet Gasturbinen, Luft- und Raumfahrtantriebe                |
| HDA             | Hitzdrahtanemometrie   |
| ISA             | Internationale Standard Atmosphäre                                 |
| NO <sub>x</sub> | Stickoxide   |
| Num             | numerische Simulation  |
| PIV             | Particle-Image-Velocimetry   |
| SPIV            | Stereo Particle-Image-Velocimetry                                  |
| SQ              | Squealer-Spitze (Squealer Tip)                                     |
| SV              | Seitenverhältnis   |

---

# Abbildungsverzeichnis

|      |  |    |
|------|--|----|
| 1.1  | Flugzeugtriebwerk der Trent Baureihe von ROLLS-ROYCE PLC, [66]   | 2  |
| 1.2  | Bildung des Spaltwirbels   | 4  |
| 1.3  | Verschiedene Turbinenschaufelspitzen   | 5  |
| 1.4  | PIV-Messebenen an der Rotorschaufel  | 11 |
| 1.5  | Verfügbare numerische und experimentelle Daten mit dem Ablauf der Validierung  | 12 |
| 2.1  | Vereinfachtes h-s Diagramm eines Triebwerksprozesses   | 14 |
| 2.2  | Strömung in einem Schaufelgitter   | 16 |
| 2.3  | Geschwindigkeitsdreiecke in einer einstufigen Turbine  | 17 |
| 2.4  | Sekundärströmungen in einem Schaufelkanal  | 21 |
| 2.5  | Wirbelsystem nach WANG <i>et al.</i> [80]  | 22 |
| 2.6  | Schnitt durch die Schaufelspitzenströmung  | 24 |
| 2.7  | Wirbelsystem an der Rotorspitze  | 25 |
| 2.8  | Überströmung verschiedener Schaufelspitzen (links) und dazugehöriges Strömungsmodell (rechts), weitere Bezeichnungen in Abbildung 1.2a, nach DENTON [16] | 28 |
| 2.9  | Funktionsprinzip der Squealer-Kavität  | 33 |
| 2.10 | Beschreibung eines Nachlaufs als Negativer Strahl  | 36 |
| 2.11 | Nomenklatur des Wirbels  | 38 |
| 3.1  | Prüfstandsaufbau   | 42 |
| 3.2  | Turbinenmessstrecke  | 43 |
| 3.3  | Messebenen mit Bezeichnungen und verwendeter Messtechnik   | 45 |
| 3.4  | Beschaufelung des Prüfstands   | 46 |
| 3.5  | Geometrische Eigenschaften der Squealer-Kavität in Abhängigkeit von der Spalthöhe $t$ (1 mm) und die Definition der dimensionslosen Profillänge $l$      | 47 |
| 4.1  | Details der Fünf-Loch-Sonde  | 52 |
| 4.2  | Hitzdrahtsonde DANTEC 55P62  | 56 |
| 4.3  | Aufbau der instationären Wanddruckmessung  | 59 |

|      |   |     |
|------|---|-----|
| 4.4  | Prinzip der PIV-Messungen, LaVISION GmbH . . . . .  | 61  |
| 4.5  | Boreskopischer PIV-Aufbau . . . . .   | 64  |
| 4.6  | Stereo-PIV Prinzip . . . . .  | 66  |
| 4.7  | Stereo-PIV Aufbau . . . . .   | 67  |
| 4.8  | Rotationsunabhängigkeitsversuch des Farbanstrichverfahrens für die<br>flache Spitze, FT . . . . .   | 69  |
| 4.9  | Farbanstrichausprägung bei verschiedenen Geschwindigkeiten . . . . .  | 71  |
| 5.1  | Netzgeometrie an der Rotorspitze . . . . .  | 79  |
| 6.1  | Koordinatensystem in der Turbine . . . . .  | 82  |
| 6.2  | Machzahl $Ma$ in der Zuströmung zur Messstrecke, $uS1$ , FLS . . . . .  | 83  |
| 6.3  | Umfangsgemittelte Werte für die Schaufelabströmungen, FLS, FT . . . . .   | 84  |
| 6.4  | Abströmung Stator 1, $dS1$ , FT . . . . .   | 85  |
| 6.5  | Abströmung Rotor, $dRo$ , FT . . . . .  | 87  |
| 6.6  | Wirbelstruktur im Umfangsmittel . . . . .   | 88  |
| 6.7  | Abströmung Stator 2, $dS2-1$ , FT . . . . .   | 89  |
| 6.8  | Hitzdrahtergebnisse, $dRo$ , stationäres Relativsystem, FT . . . . .  | 91  |
| 6.9  | Umfangsgemittelte Werte für die Schaufelabströmungen, FLS + Num, FT . . . . .   | 92  |
| 6.10 | Umfangsgemittelte Werte für die Rotorabströmungen, $dRo$ , FLS + Num,<br>FT . . . . .   | 93  |
| 6.11 | Ergebnisse der numerischen Simulation für die Abströmung von Stator<br>1, $dS1$ , Num, FT . . . . .   | 95  |
| 6.12 | Ergebnisse der numerischen Simulation für die Rotorabströmung im<br>stationären Relativsystem, $dRo$ , Num, FT . . . . .  | 95  |
| 6.13 | Rotorrelative Größen stromab des Rotors, $dRo$ , FLS + Num, FT + SQ . . . . .   | 97  |
| 6.14 | Rotorrelativer Abströmwinkel stromab Rotor, $dRo$ , FLS, FT + SQ . . . . .  | 97  |
| 6.15 | Druckbeiwert $c_p$ der Messung (links), Druckbeiwert $c_p$ der numerischen<br>Simulation (Mitte) und relative Standardabweichung des statischen<br>Wanddrucks $\sigma_{rel,p}$ der Messung (rechts), FT oben und SQ unten . . . . . | 98  |
| 6.16 | Standardabweichung der Absolutgeschwindigkeit $\sigma_{rel,c}$ im stationären<br>Relativsystem, $dRo$ , HDA, FT + SQ . . . . .  | 100 |
| 6.17 | Radiale Machzahl $Ma_p$ auf 96 % Kanalhöhe, SPIV, FT + SQ . . . . .   | 101 |
| 6.18 | Strömung in der Rotorpassage, BPIV, FT . . . . .  | 102 |
| 6.19 | Geschwindigkeitsvektoren in den Wirbeln, Farbkontur zeigt die Um-<br>fangsgeschwindigkeit bezogen auf das Wirbelzentrum $v_{\varphi, \text{Wirbel}}$ , Rotor-<br>passage, BPIV, FT . . . . .  | 104 |
| 6.20 | Iso-Fläche für $\lambda_2 < 0$ , nur ausgewählte Wirbel, BPIV, FT . . . . .   | 105 |

|      |   |     |
|------|---|-----|
| 6.21 | Darstellung der Wirbelfläche und -energie $K_{\text{rel}}$ , BPIV, FT . . . . .   | 106 |
| 6.22 | HDA-Ergebnisse in Messebene $dRo$ und Wirbelsystem, HDA + BPIV, FT .  | 107 |
| 6.23 | Stereo-PIV-Ergebnisse bei 92 % und 96 % Kanalhöhe und überlagertes<br>Wirbelsystem, Farbkontur zeigt radiale Machzahl $Ma_\rho$ , SPIV + BPIV, FT   | 108 |
| 6.24 | Stereo-PIV-Ergebnisse bei 92 % und 96 % Kanalhöhe und Zentren des<br>Spaltwirbels, Farbkontur zeigt radiale Machzahl $Ma_\rho$ , SPIV + BPIV, FT .  | 109 |
| 6.25 | Instationäre Wanddruckergebnisse und Wirbelsystem, Druckbeiwert $c_p$<br>und Iso-Fläche für $\lambda_2 < 0$ , instaionärer Wanddruck und BPIV, FT . . . . .   | 110 |
| 6.26 | Vergleich der Wirbelsysteme, BPIV + Num, FT + SQ . . . . .  | 112 |
| 6.27 | Wirbelfläche und -energie des Spalt- und Passagenwirbels, BPIV + Num,<br>FT + SQ . . . . .  | 113 |
| 6.28 | Zentren der Wirbel, BPIV, FT + SQ . . . . .   | 114 |
| 6.29 | Farbanstrichbild und Spaltvektoren aus der numerischen Simulation,<br>FT + SQ . . . . .   | 115 |
| 6.30 | Flächenbezogener Massenstrom im Spalt, Num, FT + SQ . . . . .   | 116 |
| 6.31 | Farbanstrichbild, Spaltvektoren aus der numerischen Simulation und<br>Wirbelfläche und -energie aus der BPIV-Messung, FT + SQ . . . . .   | 118 |
| 6.32 | Instationäre rotorfeste Ergebnisse für die Standardabweichung der Ab-<br>solutgeschwindigkeit $\sigma_{\text{rel},c}$ , $dRo$ , HDA, FT . . . . .   | 120 |
| 6.33 | Veränderungen der Wirbelenergie und -fläche für vier Zeitschritte (ZS),<br>BPIV, FT . . . . .   | 122 |
| 6.34 | Positionsänderungen des Spalt- und Passagenwirbels aufgrund der ver-<br>schiedenen Zeitschritte, BPIV . . . . .   | 123 |
| 6.35 | Spezifische Entropie $s$ und Axialgeschwindigkeit $v_{\text{ax}}$ , überlagert mit den<br>rotorrelativen Geschwindigkeitsvektoren, für Zeitschritt 1, Num . . . . .   | 124 |
| 6.36 | Differenz der spezifischen Entropie $\Delta s$ , überlagert mit den Differen-<br>zen der rotorrelativen Geschwindigkeitsvektoren, für Zeitschritt 3, mit<br>Vergrößerung, Num . . . . .                       | 125 |
| 6.37 | Differenzen der spezifischen Entropie $\Delta s$ , der Axialgeschwindigkeit<br>$\Delta v_{\text{ax}}$ und des flächenbezogenen Spaltmassenstroms $\Delta \dot{m}/A$ für vier Zeit-<br>schritte, Num . . . . . | 127 |
| 6.38 | Veränderungen der Wirbelenergie für vier verschiedene Zeitschritte<br>(ZS), Num, FT . . . . .   | 128 |
| 6.39 | Wirbelgrößen für verschiedene Stator-Rotor-Positionen, Num, FT . . . .  | 129 |
| 7.1  | Vergleich der Spitzenkonfigurationen unter realistischen Bedingungen .  | 136 |
| 7.2  | Relativer flächenbezogener Spaltmassenstrom $\dot{m}/A$ unter realistischen<br>Bedingungen, FT - SQ . . . . .   | 136 |

|      |   |     |
|------|---|-----|
| A.1  | Details zur Statorlagerung . . . . .  | 153 |
| A.2  | Darstellungsgitter der Wanddruckmessungen . . . . .   | 157 |
| A.3  | Kalibrationsaufbau BPIV . . . . .   | 158 |
| A.4  | Kalibrationsaufbau SPIV . . . . .   | 159 |
| A.5  | Vektoren der Absolutgeschwindigkeit . . . . .   | 160 |
| A.6  | Negativer $\lambda_2$ -Wert, Werte mit $\lambda_2 < 0$ werden als schwarze Fläche dargestellt . . . . .       | 161 |
| A.7  | Negativer $\lambda_2$ -Wert einer isolierten Wirbelstruktur . . . . .   | 161 |
| A.8  | Isolierte Vektoren der Absolutgeschwindigkeit . . . . .   | 162 |
| A.9  | Vektoren der Wirbelgeschwindigkeit . . . . .  | 162 |
| A.10 | Vergleich Messung - Numerik stromab Stator 1, Messebene $dS1$ . . . . .                                       | 163 |
| A.11 | Vergleich Messung - Numerik stromab Rotor, Messebene $dRo$ . . . . .  | 164 |
| A.12 | Schnittansicht durch die Messstrecke . . . . .  | 165 |
| A.13 | Relative Standardabweichung der Absolutgeschwindigkeit $\sigma_{rel,c}$ , Messebene $dS1$ , HDA, FT . . . . . | 166 |
| A.14 | Farbanstrichversuche, FT - SQ . . . . .   | 167 |



---

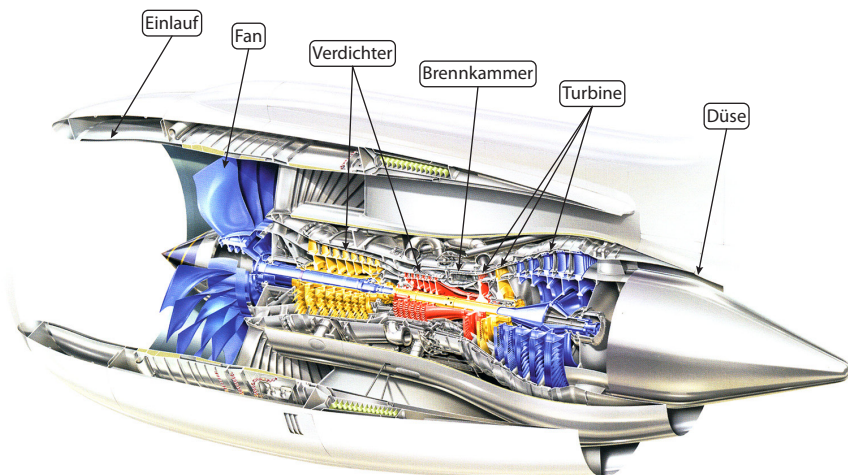
# 1 Einleitung

In technischen Systemen stellt sich häufig die Aufgabe, Druck- oder Geschwindigkeitsenergie eines Fluids in eine Wellenarbeit umzuwandeln. Der allgemeine Begriff *Turbine* beschreibt eine Strömungsmaschine, die in einem kontinuierlichen Arbeitsprozess mit konstantem Arbeitsraum eine Strömungsenergie in ein Moment wandelt und in eine Welle einleitet. Hierzu muss zunächst die Druckenergie in einen Impuls der Strömung überführt werden. Der Impuls wird an tragflügelartigen Profilen in einem Ringraum genutzt, um durch eine Umlenkung der Strömung ein Antriebsmoment zu generieren. Die Umlenkung führt zu einem Druckgradienten im Raum zwischen den Profilen, der auch als *Passage* bezeichnet wird, dabei bildet sich auf den sogenannten *Schaufeln* eine Druck- und eine Saugseite aus. In einer Axialturbine<sup>1</sup>, die Hauptbestandteil der Betrachtungen in dieser Arbeit ist, werden stationäre (*Stator*) und rotierende Schaufelprofile (*Rotor*) eingesetzt und gemeinsam als Turbinenstufe bezeichnet. Der Stator dient der Impulserhöhung der Strömung, während im Rotor die Umlenkung zur Generierung von Wellenleistung genutzt wird.

Turbinen werden in den verschiedensten Systemen eingesetzt. Dazu zählen Flugtriebwerke, Gas- und Dampfturbinen zur Stromerzeugung, Wasserkraftwerke, Raketentriebwerke sowie Schiffs- und Fahrzeugantriebe. Der Fokus dieser Arbeit liegt auf Turbinen von Flugantrieben, die Beschreibungen treffen jedoch auf alle Turbinen zu, die mit kompressiblen Gasen betrieben werden. In Abbildung 1.1 ist ein aktuelles Triebwerk der TRENT Baureihe von ROLLS-ROYCE PLC zu sehen, das zum Antrieb von interkontinentalen Großraumflugzeugen eingesetzt wird. Die drei Hauptkomponenten in einem Triebwerk sind der Verdichter, die Brennkammer und die Turbine. Der Verdichter saugt die Luft durch den Einlauf an und leitet sie mit einem erhöhten Druck in die Brennkammer. Hier wird Treibstoff eingespritzt und bei einem annähernd konstanten Druck verbrannt. Die große Temperaturzunahme bewirkt eine Abnahme der Dichte und eine Steigerung der Strömungsgeschwindigkeit. In der Turbine werden erhöhter Druck und Impuls in Wellenleistung umgewandelt und

---

<sup>1</sup> In Axialturbinen erfolgen Zu- und Abströmung in axialer Richtung der Welle. Radialmaschinen unterscheiden sich in der Betrachtungsweise deutlich und werden in Bräunling [11] beschrieben.



**Abbildung 1.1:** Flugzeugtriebwerk der Trent Baureihe von ROLLS-ROYCE PLC, [66]

damit der Verdichter betrieben. Die aus der Turbine austretenden Gase haben ein erhöhtes Druckniveau und werden in der Düse auf den Umgebungsdruck entspannt. Dabei wird der Impuls erhöht und es besteht eine deutliche Differenz zwischen Ein- und Austritt des Triebwerks, die zu einer Schubkraft führt und damit das Flugzeug antreibt.

Aus verschiedenen strömungsphysikalischen und mechanischen Gründen werden in aktuellen Triebwerken mehrstufige und mehrwellige Verdichter-Turbinen-Anordnungen genutzt. Die Unterscheidung findet nach dem Betriebsdruck statt, daher wird von einer Hoch- (rot), Mittel- (gelb) und Niederdruckbaugruppe (blau) gesprochen, siehe Abbildung 1.1. Zwischen Verdichter und Turbine der Hochdruckbaugruppe (*rot* markiert) ist die Brennkammer positioniert. Bei heutigen Triebwerken wird die Hochdruckturbine mit Drücken bis 40 bar und Temperaturen bis 1.700 °C beaufschlagt. Deren Widerstandsfähigkeit gegenüber diesen Betriebsbedingungen ist eine der großen Herausforderungen bei der Entwicklung und im Betrieb.

An Flugtriebwerke werden im Vergleich zu stationären Gasturbinen besondere Ansprüche gestellt. Hohe Leistungsdichte und niedriges Gewicht sind bedeutende

---

Anforderungen und haben eine hohe Entwicklungspriorität. Die in den letzten Jahren zunehmende Beachtung der ökologischen Aspekte von Fortbewegung und Energieerzeugung haben zu deutlich höheren Anforderungen an Emissionsreduktion und Kraftstoffverbrauch von Triebwerken geführt. In den ACARE-Zielen<sup>2</sup> für das Jahr 2020 [1] wurden Vorgaben festgelegt, um die europäische Luftfahrtindustrie auch zukünftig konkurrenzfähig zu halten. Der Kraftstoffverbrauch soll um 20 % - 25 % und die NO<sub>x</sub>-Emission um 80 % sinken. Als Vergleichswerte wurden Zahlen aus dem Jahr 2000 zugrunde gelegt.

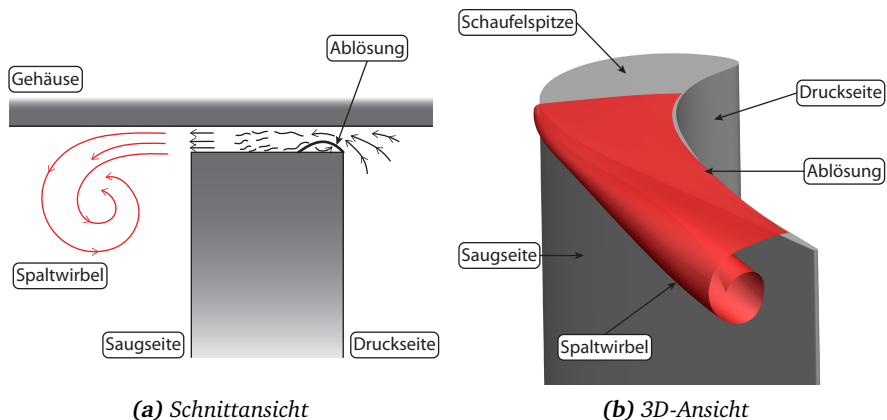
Unter ökonomischen Gesichtspunkten spielen auf dem Markt die Betriebskosten eines Triebwerks eine entscheidende Rolle, sodass bereits geringe Erhöhungen des Wirkungsgrads eine deutliche Verbesserung der Marktposition bedeuten. Weiterhin stellen die Wartungskosten des Triebwerks einen beträchtlichen Teil der Betriebskosten dar, eine ausreichende Lebensdauer der thermisch hoch belasteten Bauteile in der Turbine ist demzufolge unerlässlich. Zusätzlich zu den ökologischen und ökonomischen Gesichtspunkten gelten im Triebwerk erhöhte Anforderungen an die Betriebssicherheit, ein Versagen muss unter allen Umständen vermieden werden.

In einer Turbine treten unterschiedliche Verlustmechanismen auf, wozu unter anderem Profil-, Kühlungs-, Sekundärströmungs- und Spaltverluste gehören. Durch die Haftbedingung an der Profilwand kommt es zur Bildung einer Grenzschicht, in der sich die Strömungsgeschwindigkeit von der Profilwand zur Kernströmung ändert. Die entstehenden Schubspannungen bewirken Reibungskräfte, die zu den Profilverlusten gezählt werden. Aufgrund der hohen Temperaturen in einer Turbine müssen die Schaufelprofile gekühlt werden. Hierzu wird dem Verdichter Luft entnommen, um die Brennkammer geleitet und der Turbine zugeführt. Dabei kann die Kühlluft nicht am Verbrennungsprozess in der Brennkammer teilnehmen und verringert damit den Gesamtwirkungsgrad. Als Sekundärströmungen werden unvermeidliche Fluidbewegungen bezeichnet, die nicht in Hauptströmungsrichtung gerichtet sind. In der Turbine sind die Druckdifferenzen zwischen den Schaufeloberflächen der vorwiegende Auslösemechanismus für Sekundärströmungen. Der Verlust tritt in Form von Reibungsverlusten durch Scherung der Strömung und durch die Bildung von Wirbelstrukturen auf.

Als Spaltverluste werden Strömungsphänomene bezeichnet, die bei einer Überströmung der Rotorschaufelspitze zwischen Druck- und Saugseite des Schaufelprofils entstehen. Der Spalt zwischen Schaufel und Gehäuse ist notwendig, um eine Relativbewegung des Rotors zu ermöglichen. Es wird ein Mindestmaß von ca. 1 mm

---

<sup>2</sup> Advisory Council for Aeronautics Research and Innovation in Europe



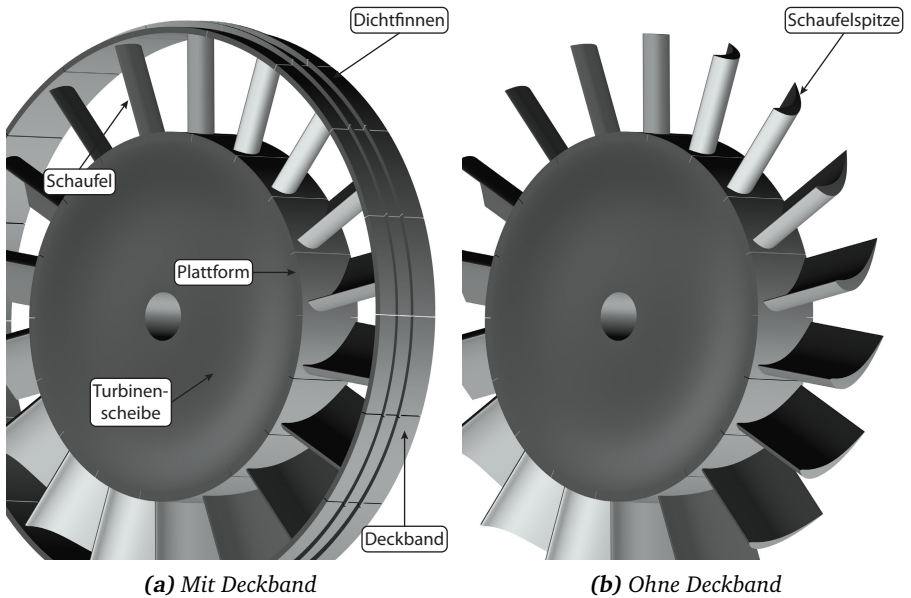
**Abbildung 1.2:** Bildung des Spaltwirbels

bis 2 mm benötigt, um temperaturbedingte Ausdehnungen<sup>3</sup> der Schaufel und des Gehäuses zu ermöglichen. Aufgrund der Druckdifferenz zwischen Druck- und Saugseite kommt es zu einer Strömungsbewegung in den Spalt, siehe Abbildung 1.2. Beim Eintritt in den Spalt entsteht an der druckseitigen Kante eine Ablösung und Einschnürung des Strömungsquerschnitts, während die Strömung beschleunigt wird. Darauf folgend kommt es zu einem Wiederanlegen der Strömung an die Schaufelspitze und einem Austritt auf der Saugseite. Bei der Vermischung mit der Passagenströmung wird üblicherweise ein Wirbel gebildet, der als *Spaltwirbel*<sup>4</sup> bezeichnet wird. Abhängig von der Konfiguration der Maschine können laut BRÄUNLING [11] die Spaltverluste 20 % - 35 % der Strömungsverluste in der Turbinenstufe betragen.

Um den Einfluss des Spalts zu verringern, werden überwiegend Schaufeln mit Deckband eingesetzt, das die Schaufelspitze überspannt und so einen Teil des Gehäuses an der Schaufel abbildet. In Abbildung 1.3 sind die verschiedenen Schaufelspitzenkonfigurationen dargestellt. Die Vorteile des Deckbands liegen in einer guten Kühlbarkeit, unkritischem Anstreifverhalten und der Verhinderung der Schaufelüberströmung. Nachteile sind der erhöhte Fertigungsaufwand und ein höheres Gewicht im fliehkraftkritischen äußeren Bereich der Schaufel.

<sup>3</sup> Im Betrieb, z.B. Reiseflug, sind Spaltmaße von 0,5 mm üblich.

<sup>4</sup> Engl.: Tip Leakage Vortex.



**Abbildung 1.3:** Verschiedene Turbinenschaufelspitzen

Eine Möglichkeit, sowohl Herstellungs- als auch Wartungskosten zu verringern, ist die Reduzierung der Schaufelzahl. Dies hat zur Folge, dass bei einer benötigten Turbinenleistung die aerodynamische Belastung der verbliebenen Schaufeln steigt. Weiterhin vergrößert sich der Winkelabschnitt eines jeden Profils am Rotor, wobei die Masse des Deckbandsegmentes jeder Schaufel ansteigt und damit auch die Kriechneigung<sup>5</sup> der thermisch hoch belasteten Bauteile. Beim Verzicht auf das Deckband und Einsatz einer flachen Schaufelspitze (engl. *Flat Tip*, FT) ist die Schaufelzahl frei wählbar. Zusätzlich erfordert die Höherbelastung der Schaufel eine Verlängerung des Profils in axialer Richtung. Dies kann zu einer Verlängerung der Plattform und der Turbinenscheibe führen. Ein sorgfältiges Abwägen der Vor- und Nachteile ist nötig, um insgesamt einen positiven Effekt zu erreichen.

<sup>5</sup> Unter Kriechen versteht man eine irreversible plastische Verformung, die bei einer Belastung unterhalb der Streckgrenze und oberhalb der Kriechtemperatur stattfindet. In Turbinen sind die Rotorschaukeln durch hohe Temperaturen und hohe Zentrifugalkräfte besonders betroffen.

---

In den letzten Jahrzehnten wurden Ansätze entwickelt, wie die Spaltströmung positiv beeinflusst werden kann. Zwei vielversprechende Varianten haben sich dabei durchgesetzt. Eine Möglichkeit ist die Erweiterung der druck- oder saugseitigen Schaufelspitze in die Passage, die als *Winglet*<sup>6</sup> bezeichnet wird. Dabei wird die über den Spalt wirksame Druckdifferenz reduziert und die Lauflänge der Strömung im Spalt verlängert, wodurch die Geschwindigkeit der Spaltströmung beim Eintritt in die Passage reduziert wird.

Eine andere Möglichkeit ist die Einbringung einer *Squealer-Kavität* (engl. *Squealer Tip, SQ*) in die Schaufelspitze. Die in den Spalt eintretende Strömung expandiert in die Kavität und dissipiert dabei Energie durch Verwirbelungen. An der saugseitigen Kante der Kavität kommt es wiederum zu einer Ablösung mit Kontraktion. Der Eintritt in die Passage erfolgt mit einem geringeren Impuls, führt zu reduzierten Vermischungsverlusten in der Passage und reduziert Größe und Intensität des Spaltwirbels. Die Verlusterhöhung im Spalt bewirkt somit eine verringerte Störung der Passagenströmung. Die Verwendung einer Squealer-Kavität würde einen erhöhten Wirkungsgrad und damit einen geringeren Treibstoffbedarf eines Triebwerks gegenüber der flachen Spitze bedeuten. Zusätzlich kommt es zu einer Gewichtsreduktion und wiederum zu einer erhöhten Vortriebseffizienz.

Die Bestimmung der Leistungsfähigkeit einer Turbine ist unter realistischen Bedingungen nur schwer möglich. Hohe Temperaturen und Drücke erschweren den Einsatz von Messtechnik und stellen hohe Anforderungen an Mechanik und Betriebssicherheit. Lediglich Druck- und Temperaturmessungen können zufriedenstellend durchgeführt werden, wobei die Sonden aufgrund der benötigten Kühlung eine große Ausdehnung besitzen und die Messauflösung im Vergleich zur Kanalhöhe gering ist. Der Einsatz optischer Strömungsmesstechnik wie Particle-Image-Velocimetry (PIV) und Laser-Doppler-Anemometrie ist möglich, jedoch mit großem Aufwand bezüglich Kühlung der Sonden und optischer Zugänge verbunden.

Einen sinnvollen Kompromiss stellen die üblicherweise verwendeten *kalten* Prüfstände dar. Hierbei wird die für den Betrieb der Turbine benötigte Luft von einem Verdichter geliefert, während auf einen Verbrennungsprozess verzichtet wird. Eine wichtige Anforderung an einen Prüfstand ist hohe Flexibilität bezüglich der zu untersuchenden Geometrie. Lange Konstruktions- und Fertigungsphasen sowie ein hoher Umbauaufwand führen zu langen Projektlaufzeiten und verringern die Anzahl der untersuchbaren Konfigurationen. Um die Praktikabilität der Prüfstände zu erhöhen,

---

<sup>6</sup> Der Einsatz eines Winglets an Flugzeugtragflächen ist bekannt, hat dort jedoch eine andere Wirkungsweise, siehe SCHLICHTING & TRUCKENBRODT [72].

---

werden überwiegend kalte *Niedermachzahl*-Turbinen eingesetzt. Der Verzicht auf Machzahlen nahe Eins erfordert angepasste Profilgeometrien der Beschaukelung, wodurch der Einsatz üblicher Messtechnik erleichtert wird. Die Abwesenheit von Stoßausbildungen beim Erreichen der Schallgeschwindigkeit führt im Hinblick auf reale Turbinen zu veränderten Strömungsfeldern. Bei der Übertragung von Prüfstandsergebnissen auf ausgeführte Turbinengeometrien muss diese Eigenschaft berücksichtigt werden.

Die Beeinflussung der Schaufelspitzenströmung ist ein Thema, das seit 30 Jahren intensiv untersucht wird. In der Vergangenheit wurden Versuche hauptsächlich in Schaufelkaskaden durchgeführt. In einer Kaskade wird der beschaukelte Ringraum abgewickelt und stationär betrieben, wobei angenommen wird, dass die beobachteten Phänomene denen im rotierenden Relativsystem des Rotors ähnlich sind.

Die Vorteile dieser Prüfstände liegen in den großen Maßstäben und der einfachen Implementierung von Messtechnik. Es gibt jedoch diverse Nachteile, die die Aussagekraft der Ergebnisse schmälern können. Hierzu zählen die fehlende Krümmung des realen Ringraums, die häufig aus Fertigungs- und Betriebsgründen nicht nachgebildet wird. Folglich werden Strömungseffekte wie z. B. das in Ringräumen auftretende *radiale Gleichgewicht* vernachlässigt. Weiterhin sind periodische Auswirkungen einer dem Rotor vorgeschalteten Statorreihe nicht darstellbar, da Nachlaufgeneratoren keine zufriedenstellende Nachlaufstruktur eines Statorprofils simulieren können, siehe HEINKE [20]. Zusätzlich ist die Relativbewegung zwischen Schaufeln und Gehäuse nur mit einem enormen Aufwand abzubilden. Hierzu werden Laufbänder über Rollensysteme geführt und translatorisch über die Schaufeln bewegt, siehe PALAFOX [54]. Dabei ergeben sich Schwierigkeiten den Messbereich abzudichten, eine repräsentative Relativgeschwindigkeit zwischen Schaufel und Gehäuse zu erreichen und die zeitlichen Schwankungen des Laufbands und damit des Spalts zu minimieren. In Bezug auf die Vergleichbarkeit mit der Realität werden rotierende Prüfstände daher bevorzugt. Hierbei stellt eine zuverlässige Messung des Wirkungsgrads der Maschine eine der größten Herausforderungen dar. Die Veränderungen des Wirkungsgrads durch Maßnahmen, wie z. B. die geometrische Modifikation der Schaufelspitze, liegen zum Teil eine Größenordnung unterhalb der absoluten Messgenauigkeit<sup>7</sup>.

---

<sup>7</sup> Die absolute Messgenauigkeit liegt üblicherweise bei 0,5 % - 1 % des Wirkungsgrads  $\eta$ , falls eine Drehmomentmessung stattfindet, siehe SCHUEPBACH *et al.* [74]. Für eine Bestimmung des Wirkungsgrads über die Totaltemperaturdifferenz steigt die Messunsicherheit auf Werte zwischen 4 % - 6 %, siehe McLEAN *et al.* [40, 41].

---

Notwendige Umbauten der Prüfstände, wie z. B. der Austausch der Beschaukelung, verhindern Messungen bei konstanten Umgebungsbedingungen. Diese Differenzen erschweren eine eindeutige Zuordnung der Wirkungsgradänderungen zu geometrischen Variationen.

Wertvolle Informationen über die Strömungen können durch numerische Simulationen der Prüfstände und realer Turbinen erlangt werden. In den letzten Dekaden wurden große Fortschritte auf dem Gebiet der Berechnung von Turbomaschinen gemacht. Die Vorhersage absoluter Werte für Leistung und Wirkungsgrad bleibt jedoch schwierig. Einflüsse aufgrund der Strömungsmodellierung und Diskretisierungsfehler erschweren die Vorhersage und erfordern umfangreiche Erfahrungen vom Anwender, um eine aussagekräftige Bewertung zu erlangen. Sinnvollerweise werden die Resultate der Simulationen mit Ergebnissen aus Prüfständen validiert.

Üblicherweise werden heutzutage Auswirkungen einer geometrischen Variation der Maschine, wie das Einbringen einer Squealer-Kavität, über globale Strömungsparameter wie Totaldruck und -temperatur in den Ebenen zwischen den Schaufelreihen durch numerische Simulationen bestimmt. Die Bewertung findet über integrale Werte wie Totaldruckverlust oder Wirkungsgrad statt. Eine Validierung dieser Vorhersagen anhand von Messdaten gestaltet sich schwierig. Die absoluten Turbinenwirkungsgrade liegen heute bei ca. 90 %, während die Veränderung durch eine Modifikation der Schaufelspitze wenige Zehntel Prozent beträgt. Aufgrund der Messungenauigkeiten für globale Werte wird eine Überprüfung der numerischen Vorhersagen erschwert.

---

## **Zielsetzung**

---

Das Ziel dieser Arbeit ist der aerodynamische Vergleich zwischen einer flachen Rotorschaufelspitze und einer Spitze mit Squealer-Kavität. Hierzu werden verschiedene Messtechniken verwendet, die unterschiedliche Einblicke in das Strömungsfeld gewähren. Durch den Einsatz moderner Lasermesstechnik können Messdaten in der Rotorpassage gewonnen und somit die Auswirkungen einer veränderten Spaltströmung auf die Passagenströmung direkt bestimmt werden. Mit Hilfe eines objektiven Wirbelkriteriums wird eine Abgrenzung des Wirbels zur Hauptströmung möglich, und die Rotationsenergie kann aus den Umfangsgeschwindigkeiten im Wirbel berechnet werden. Insgesamt sind die kinetische Rotationsenergie, die Wirbelfläche und die Position des Wirbelkerns verfügbar.



---

Ein Vergleich der Wirbelparameter für die flache Spitze und die Squealer-Kavität zwischen Messergebnissen und numerischen Simulationen ermöglicht einerseits die Abschätzung der Auswirkungen der Squealer-Kavität und andererseits die lokale Validierung der Numerik. Durch eine erfolgreiche Validierung werden Strömungsparameter, die mit dem vorliegenden Aufbau nicht zu vermessen sind, wie Spaltmassenstrom und Wirkungsgrad, durch die Simulation verfügbar. Ein Ausblick auf die Veränderungen dieser Parameter durch die Squealer-Kavität wird möglich.

---

## **Untersuchungsablauf**

---

Für die Untersuchungen stand ein 1½-stufiger Niedermachzahl-Turbinenprüfstand zur Verfügung, der mit einer modernen, nach dreidimensionalen Gesichtspunkten der Strömung ausgelegten, Hochdruckturbinenbeschaufelung betrieben wurde. Um die höchstmögliche Vergleichbarkeit zwischen den Ergebnissen mit flacher Spitze und Squealer-Kavität zu erzielen, wurden zunächst alle Untersuchungen an der flachen Spitze durchgeführt. Anschließend wurde die Kavität in die Schaufelspitze eingebracht und erneut vermessen.

Im Rahmen dieser Arbeit wurden mehrere Strömungsmesstechniken verwendet:

- pneumatische stationäre Geschwindigkeits- und Richtungsmessung mit einer Fünf-Loch-Sonde stromab jeder Schaufelreihe,
- instationäre Geschwindigkeits- und Richtungsmessung mittels der thermischen Anemometrie durch eine Zwei-Komponenten-Hitzdrahtsonde stromab jeder Schaufelreihe,
- instationäre Wanddruckmessung durch piezoresistive Miniaturdruckaufnehmer am Gehäuse des Rotors,
- phasengemittelte Geschwindigkeitsmessung mit einem PIV-System in der Schaufelpassage des Rotors mit zwei verschiedenen Aufbauten,
  - planares Boreskopisches PIV,
  - Stereo-PIV,
- qualitative Strömungsvisualisierung in Wandnähe durch das Farbanstrichverfahren auf der Rotorspitze.

---

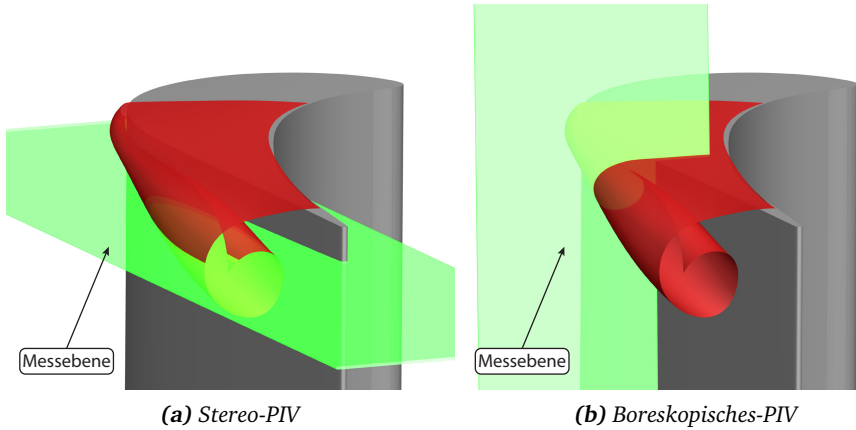
Jede Messtechnik erlaubt einen spezifischen Einblick in die Strömung. Die Messungen mit der Fünf-Loch-Sonde sind hilfreich beim Verständnis der globalen Strömung in der Turbine, erlauben jedoch aufgrund der stationären Messwert-erfassung lediglich einen Ausblick auf die rotorrelativen Phänomene. Mit der Hitzdrahtanemometrie können instationäre Strömungseigenschaften wie Nachläufe und Sekundärströmungen stromab der Statorbeschaufelung untersucht werden. Eine Betrachtung der rotorfesten An- und Abströmung der Rotorscheaufeln ist möglich. Die Verwendung instationärer Wanddruckmessungen erlaubt eine Darstellung des statischen Drucks am Gehäuse im Relativsystem des Rotors, durch die eine Einsicht in die Strömung auf der Schaufelspitze möglich wird. Die mit Hilfe der Wanddruckmessungen ermittelten Daten werden durch die Anwendung der Farbanstrichmethode auf der Schaufelspitze untermauert, da mit dieser Methode sowohl Ablösegebiete als auch Strömungsrichtung und -geschwindigkeit abgeschätzt werden können.

Eine besondere Rolle kommt den PIV-Aufbauten zu. Die Stereo-PIV-Methode ermöglicht die Bestimmung aller Geschwindigkeitskomponenten in Ebenen, die in axialer und Umfangsrichtung aufgespannt sind, siehe Abbildung 1.4a. Die interessierenden Wirbelstrukturen erstrecken sich in der gleichen Ebene und verhindern somit die Erfassung aller Tangentialgeschwindigkeiten in einer Ebene senkrecht zur Wirbelachse.

Mit Hilfe der Boreskopischen PIV-Messmethode, die eine Betrachtung des Lichtschnitts aus dem Ringraum der Turbine erlaubt, können Geschwindigkeitsmessungen in einer Ebene senkrecht zur Wirbelachse durchgeführt werden, siehe Abbildung 1.4b.

Eine wichtige Voraussetzung für den Vergleich der Konfigurationen ist die objektive Lokalisierung und Eingrenzung der Wirbel durch ein Wirbelkriterium. Für den vorliegenden Aufbau hat sich das  $\lambda_2$ -Kriterium als das Geeignteste erwiesen. Mit Kenntnis der Wirbelfläche und -position können Parameter auf Basis der Strömungsgeschwindigkeiten gebildet werden, die eine Aussage über die Rotationsenergie des Wirbels treffen können. Wirbelfläche und -energie können nicht für eine bilanzierende energetische Gesamtbetrachtung herangezogen werden. Es kann nicht sichergestellt werden, dass die mit dem  $\lambda_2$ -Kriterium berechnete Eingrenzung des Wirbels diesen tatsächlich vollständig erfasst. Eine identische Vorgehensweise für verschiedene Konfigurationen ist möglich und damit ein Vergleich durchführbar.

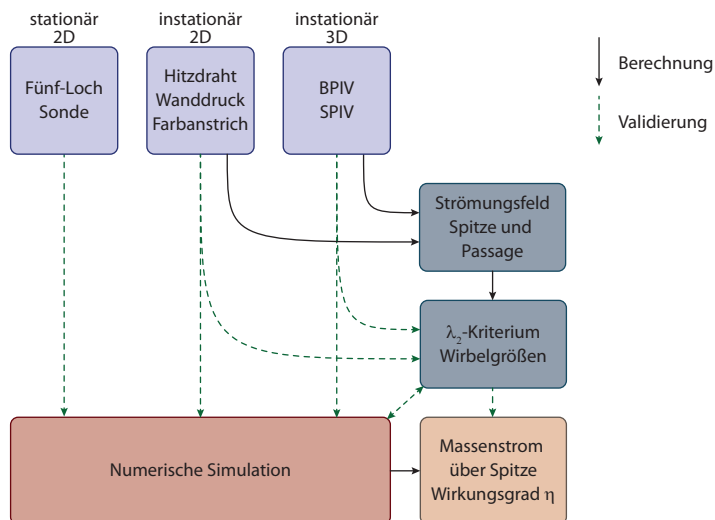
Zur Unterstützung der Messungen standen Ergebnisse einer numerischen Strömungssimulation des Prüfstands zur Verfügung. Die Berechnungen wurden mit dem Programm FINE/TURBO von NUMECA durchgeführt, wobei ein *Reynoldsgemittelter Navier-Stokes*-Ansatz gewählt wurde. Als Turbulenzmodell wurde das



**Abbildung 1.4:** PIV-Messebenen an der Rotorscheufel

*Spalart-Almaras-Verfahren*<sup>8</sup> genutzt. Um den Einfluss der Statorabströmung auf die Ausprägung des Spaltwirbels untersuchen zu können, wurde eine transiente Rechnung durchgeführt. Hierbei wird für eine Vielzahl von Zeitschritten eine Berechnung der Strömung durchgeführt. Die numerischen Berechnungen stellen in dieser Arbeit lediglich ein Hilfsmittel zur Abschätzung der Auswirkungen der Squealer-Kavität auf die globale Leistungsfähigkeit der Turbine dar. Es wird im Folgenden keine detaillierte Untersuchung der Methoden und Eigenschaften der Berechnungsverfahren durchgeführt.

<sup>8</sup> Details des Berechnungsverfahrens und -programms werden in Kapitel 5 vorgestellt.



**Abbildung 1.5:** Verfügbare numerische und experimentelle Daten mit dem Ablauf der Validierung

Abbildung 1.5 zeigt den Ablauf der Untersuchung und verdeutlicht den Validierungsvorgang der numerischen Ergebnisse. Zunächst werden die stationären und instationären Ergebnisse des Strömungsfelds zwischen den Schaufelreihen aufgezeigt und mit der numerischen Simulation verglichen. Anschließend wird das Bild der Strömung auf der Schaufelspitze, aufgezeigt durch die Wanddruckergebnisse und die Farbanstrichbilder, dem Berechneten gegenübergestellt. Durch die PIV-Messungen wird ein Einblick in die Strömung im Gehäusebereich der Saugseite möglich. Die Anwendung des  $\lambda_2$ -Kriteriums auf diese Messdaten und die numerischen Ergebnisse ermöglicht die Berechnung der Wirbelenergie. Somit wird die Simulation in einem lokal begrenzten Bereich durch integrale Größen validiert. Durch eine erfolgreiche Verifikation kann ein Ausblick auf die Reduzierung des Spaltmassenstroms und die Erhöhung des Wirkungsgrads gegeben werden. Im Ausblick dieser Arbeit werden weitere Rechnungen vorgestellt, die eine Abschätzung der Auswirkungen einer Squealer-Kavität auf eine, unter realistischen Bedingungen betriebene, Turbine präsentieren.

## 2 Grundlagen und Stand der Technik

Die Schubkraft eines Triebwerks basiert auf einer Impulsdifferenz zwischen Ein- und Austritt der durchströmenden Luft. Dabei wird der Impuls als das Produkt von Massenstrom  $\dot{m}$  und Geschwindigkeit  $c$  berechnet und die Differenz der Impulse bestimmt, wie in Formel (2.1)<sup>9</sup> dargestellt, die Schubkraft  $F$ .

$$F = \dot{m}_{\text{Austritt}} c_{\text{Austritt}} - \dot{m}_{\text{Eintritt}} c_{\text{Eintritt}} \quad (2.1)$$

Zum besseren Verständnis der Zusammenhänge im Triebwerk wird eine Auftragung im  $h$ - $s$  Diagramm bevorzugt. Hierbei stellt die spezifische Enthalpie  $h$  die Energie des thermodynamischen Systems dar und die Entropie  $s$  ein Maß für die Irreversibilität und damit die Verluste der Zustandsänderung. Im Folgenden werden überwiegend spezifische Größen verwendet, welche auf die Masse  $m$ , bzw. auf den Massenstrom  $\dot{m}$  bezogen und mit Kleinbuchstaben gekennzeichnet sind.

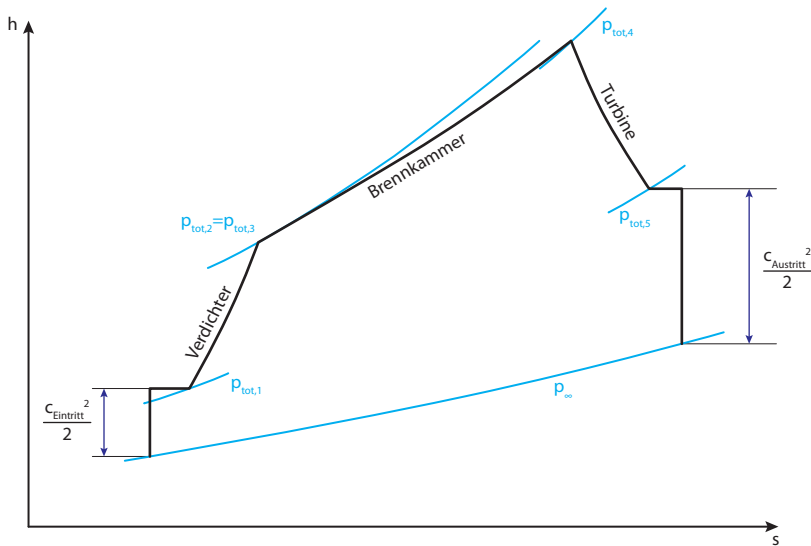
Aus dem 1. Hauptsatz der Thermodynamik folgt, dass sich die Gesamtenergie in einem bewegten System aus der inneren Energie  $u$ , der Volumenarbeit  $p\nu$  und der kinetischen Energie zusammensetzt<sup>10</sup>. Die Summe der thermischen Energie und der Volumenarbeit wird als spezifische Enthalpie  $h$  bezeichnet. Um den kinetischen Anteil der Energie in der Enthalpie zu berücksichtigen, wird die Totalenthalpie  $h_{\text{tot}}$  verwendet und der Strömungszustand wird somit vollständig erfasst. So berechnet sich die spezifische Totalenthalpie  $h_{\text{tot}}$  wie in Formel (2.2) dargestellt mit der statischen Enthalpie  $h_{\text{stat}}$  und der spezifischen kinetischen Energie aus der Geschwindigkeit  $c$ .

$$h_{\text{tot}} = u + p\nu + \frac{c^2}{2} = h_{\text{stat}} + \frac{c^2}{2} \quad (2.2)$$

Alle thermodynamischen Zusammenhänge zwischen Druck, Temperatur und Enthalpie gelten auch für die Totalgrößen. Der Totalzustand kann durch ein verlustfreies zur-Ruhe-bringen der Strömung in den statischen Zustand überführt werden, was die häufige Verwendung des Begriffs *Ruhezustand* erklärt. Die Berechnung des

<sup>9</sup> Die dargestellte Formel gilt nur für eine vollexpandierende Düse, siehe HENNECKE & WÖRRLEIN [21].

<sup>10</sup> Der Anteil der potentiellen Energie wird hierbei vernachlässigt, siehe BAEHR [2].



**Abbildung 2.1:** Vereinfachtes  $h$ - $s$  Diagramm eines Triebwerksprozesses

Totaldruck ist in Formel (2.3) dargestellt, wobei diese Form nur für den Fall einer inkompressiblen Betrachtung<sup>11</sup> gilt. Der Druckanteil aus der Bewegung wird als dynamischer Druck  $p_{\text{dyn}}$  bezeichnet. Formel (2.4) zeigt die Berechnung der Totaltemperatur mit der spezifischen Wärmekapazität bei konstantem Druck  $c_p$ . Details zu den Herleitungen sind in BAEHR [2] zu finden. Totalenthalpie und -temperatur sind Erhaltungsgrößen im System und ändern sich nur durch eine Zu- und Abfuhr von Wärme oder Arbeit. Entstehende Verluste bewirken eine Veränderung der statischen Größen, während die totalen konstant bleiben.

$$p_{\text{tot}} = p_{\text{stat}} + \frac{\rho}{2} c^2 = p_{\text{stat}} + p_{\text{dyn}} \quad (2.3)$$

$$T_{\text{tot}} = T_{\text{stat}} + \frac{c^2}{2c_p} \quad (2.4)$$

In Abbildung 2.1 ist ein vereinfachter Kreisprozess eines Triebwerks dargestellt. Linien konstanten Drucks, welche als *Isobare* bezeichnet werden, sind im Diagramm durch eine blaue Linie gekennzeichnet. Die Enthalpie nimmt bei gegebener Entropie

<sup>11</sup> Bedingung für eine inkompressible Betrachtung ist  $Ma < 0,3$ .

---

mit steigendem Druck zu. Eine Spreizung der Isobaren mit zunehmender Entropie ist deutlich zu erkennen und für die Funktionsweise des Triebwerks von elementarer Bedeutung.

Die Umgebungsluft tritt mit der Fluggeschwindigkeit  $c_{\text{Eintritt}}$  in das Triebwerk ein und wird im Einlauf des Triebwerks verzögert. Hierbei nimmt die Entropie aufgrund der Verluste zu, während die Totalenthalpie konstant bleibt. Im Verdichter wird der Druck erhöht und anschließend der Brennkammer zugeführt, in welcher der Treibstoff zugegeben und verbrannt wird. Die dabei freiwerdende Wärme führt zur Verringerung der Dichte und einer Erhöhung der Geschwindigkeit. Die Reduzierung des Druckniveaus in der Brennkammer ist mit Strömungsverlusten zu erklären. In der Turbine wird die Strömung auf einen niedrigeren Druck entspannt, wobei Leistung abgegeben wird, die dem Verdichter über eine gemeinsame Welle zugeführt wird. Abschließend wird das Gas durch die Düse geleitet, wobei eine Entspannung auf den Umgebungsdruck erfolgt und die Ausströmgeschwindigkeit  $c_{\text{Austritt}}$  erreicht wird.

Es ist eine deutliche Differenz zwischen Ein- und Austrittsgeschwindigkeit zu erkennen, die als Schub den Vortrieb des Flugzeugs ermöglicht. Die vorgestellten Komponenten stellen ein einfaches Strahltriebwerk dar und sind als Kerntriebwerk Bestandteil einer jeden Gasturbine. Für heutige Großraumflugzeuge kommen überwiegend Triebwerke mit Axialmaschinen zum Einsatz, daher wird im Folgenden ausschliesslich dieser Typ behandelt. Weiterführende Informationen zu Triebwerken und Radialmaschinen können BRÄUNLING [11] entnommen werden.

---

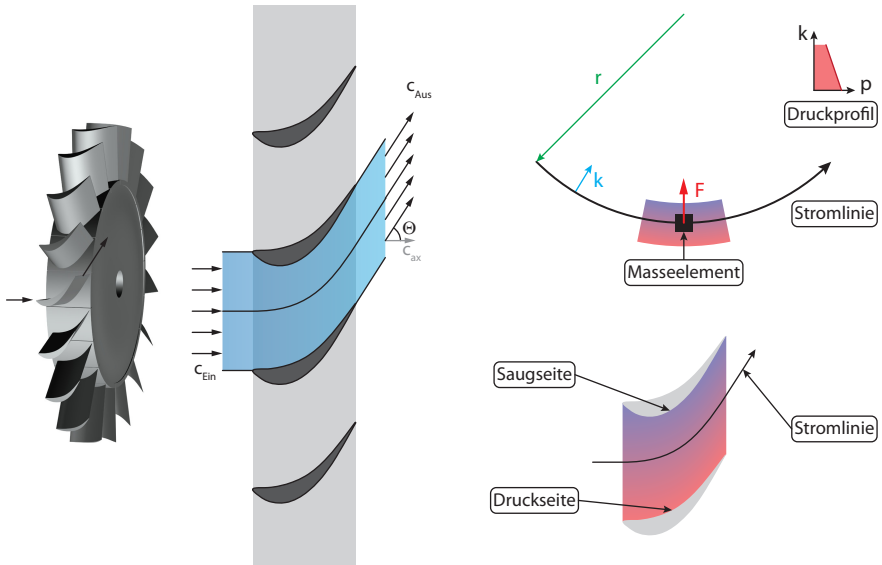
## 2.1 Grundlagen der Turbinenströmung

---

Die Turbine als Strömungsmaschine erfüllt den Zweck, aus einem erhöhten Druckniveau eines Fluids eine Wellenarbeit zu generieren. Druckarbeit ist in einer Strömungsmaschine nicht direkt nutzbar<sup>12</sup>, daher wird der erhöhte Druck genutzt, um den Impuls des Fluids zu erhöhen. Die Geschwindigkeit wird durch eine Umlenkung an Schaufeln zur Erzeugung einer Umfangskraft genutzt.

---

<sup>12</sup> Eine Strömungsmaschine wird in einem kontinuierlichen Prozess und offenen Raum betrieben, während eine Kolbenmaschine in einem zyklischen Prozess mit einer Veränderung des Arbeitsvolumens operiert. Eine direkte Nutzung der Druckarbeit findet im otto- und dieselmotorischen Prozess statt.



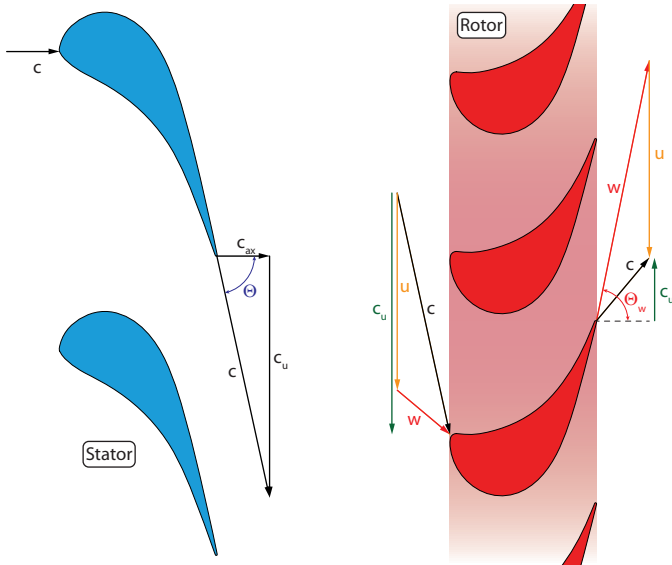
(a) Schaufelgitter mit An- und Abströmung      (b) Gekrümmte Stromlinie mit Druckprofil

**Abbildung 2.2:** Strömung in einem Schaufelgitter

Die Strömung in einem rotationssymmetrischen Tragflügelgitter ist in Abbildung 2.2a dargestellt. Eine gerade Anströmung mit der Geschwindigkeit  $c_{\text{Ein}}$  wird durch die Schaufel zu einer erhöhten Geschwindigkeit mit einem Abströmwinkel  $\Theta$  umgelenkt. Näherungsweise verlässt die Strömung das Gitter mit dem Winkel der Hinterkante, welcher als Metallwinkel bezeichnet wird. Aus der Massenerhaltung folgt eine konstante Axialgeschwindigkeit  $c_{\text{ax}}$  im Kanal. Mit dem Abströmwinkel kann die Absolutgeschwindigkeit am Austritt zu  $c = \frac{c_{\text{ax}}}{\cos \Theta}$  bestimmt werden. Eine Strömung mit einer Umfangskomponente wird als drallbehaftet bezeichnet. Bei der Annahme einer reibungsfreien Strömung bleibt der Totaldruck über das Schaufelgitter konstant. So ist mit Formel (2.3) zu erkennen, dass für einen konstanten Totaldruck, bei steigender Geschwindigkeit  $c$  und einem gestiegenen dynamischen Druck, eine Absenkung des statischen Drucks folgt.

Zur Umlenkung der Strömung wird eine Kraftkomponente senkrecht zur Stromlinie benötigt, welche durch einen Druckgradienten erzeugt wird. Der Zusammenhang





**Abbildung 2.3:** Geschwindigkeitsdreiecke in einer einstufigen Turbine

zwischen Radius und Druckgradient ist in Abbildung 2.2b und in Formel (2.5)<sup>13</sup> dargestellt, wobei der Gradient durch die linke Seite der Gleichung repräsentiert wird. Insgesamt stehen  $p$  für den Druck,  $k$  für die Richtung senkrecht zur Stromlinie,  $\rho$  für die Dichte,  $c$  für die Geschwindigkeit und  $r$  für den Radius der Stromlinie an betrachteter Stelle. Die Druckkräfte am Profil können sowohl in die axiale als auch in die Umfangsrichtung aufgeteilt und somit das Moment auf der Welle berechnet werden.

$$\frac{\partial p}{\partial k} = \rho \frac{c^2}{r} \quad (2.5)$$

Um aus dem Moment an der Welle eine Leistung zu generieren, muss eine Rotation der Schaufeln erfolgen. Zur übersichtlichen Beschreibung der Strömungen, beim Übergang von stationären in rotierende Schaufelsysteme und umgekehrt, hat sich die Verwendung von Geschwindigkeitsdreiecken als vorteilhaft erwiesen. Die Geschwindigkeitsdreiecke einer Axialturbine sind in Abbildung 2.3 dargestellt. Bei der Betrachtung im rotierenden System wird eine Umfangsgeschwindigkeit der

<sup>13</sup> Die Gleichung ergibt sich aus der allgemeinen Bewegungsgleichung in einem Schaufelgitter und gilt in der dargestellten Form nur in einer Ebene, siehe BRÄUNLING [11].

Beschaufelung  $u$  (orange) auf die Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit  $c_u$  (grün) addiert oder subtrahiert. Anströmgeschwindigkeiten im rotierenden System werden mit einem  $w$  (rot) und Absolutgeschwindigkeiten mit  $c$  (schwarz) gekennzeichnet.

Aus dem Drehimpulssatz kann die *Eulersche* Momentengleichung hergeleitet werden, die vereinfachend die Leistungserzeugung in einer Turbine beschreibt. Im Folgenden wird mit dem Zustand 1 der Eintritt und mit Zustand 2 der Austritt aus der Rotorschaukelreihe bezeichnet, während von konstanten Naben- und Gehäuseradien ausgegangen wird. Wie in Formel (2.6) dargestellt, kann das an einem Schaukelgitter anliegende Moment  $M$  auf das Produkt von Massenstrom  $\dot{m}$ , Radius  $r$  und Differenz der Umfangskomponenten der Absolutgeschwindigkeit  $c_u$  zurückgeführt werden. Für die Berechnung der Leistung  $P$  wird das Moment mit der Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  multipliziert und ergibt mit den oben genannten Vereinfachungen, aufgrund von  $u = \omega r$ , Formel (2.7). Die spezifische Leistung  $P/\dot{m}$ , welche der Differenz der Totalenthalpie  $h_{\text{tot}}$  entspricht, kann als Produkt der Umfangsgeschwindigkeit mit der Differenz der Umfangskomponenten der Absolutgeschwindigkeiten zwischen Ein- und Austritt der Schaukelreihe berechnet werden. Die gesamte Herleitung ist in BRÄUNLING [11] und HENNECKE & WÖRRLEIN [21] zu finden.

$$M = \dot{m} (r_2 \cdot c_{u,2} - r_1 \cdot c_{u,1}) = \dot{m} r (c_{u,2} - c_{u,1}) \quad (2.6)$$

$$P = M \omega = \dot{m} (u_2 \cdot c_{u,2} - u_1 \cdot c_{u,1}) \quad (2.7)$$

$$\frac{P}{\dot{m}} = \Delta h_{\text{tot}} = u \cdot \Delta c_u \quad (2.8)$$

Wie aus der Eulerschen Gleichung (2.8) zu erkennen ist, kann mit einer axialen Zuströmung,  $c_{u,1} = 0$ , eine geringere Leistung erzeugt werden, als bei einer bereits drallbehafteten Anströmung. Die Erzeugung dieses Dralls wird von der vorgeschalteten Statorreihe übernommen. Somit besteht eine Axialturbinstufe aus einer Stator- und nachfolgenden Rotorreihe.

Um eine weitere Erhöhung der Leistung zu erreichen, wird die Strömung nicht einer reinen Umlenkung unterzogen, was an einer identischen An- und Abströmgeschwindigkeit zu erkennen wäre. Zusätzlich zur Umlenkung wird das Fluid in der Schaukelpassage beschleunigt. Durch eine Kontraktion des Strömungsquerschnittes der Rotorpassage wird die Relativgeschwindigkeit  $w$  in der Abströmung erhöht, und es ergeben sich die in Abbildung 2.3 dargestellten Geschwindigkeitsdreiecke. Turbinen ohne eine Beschleunigung im Rotor werden als Gleichdruckturbinen bezeichnet

---

und heutzutage nicht in Flugtriebwerken verwendet. Details zu dieser Bauform sind in BRÄUNLING [11] zu finden.

Die bisherige Beschreibung bezieht sich auf den Auslegungspunkt der Turbine, sodass die Anströmwinkel annähernd mit den Metallwinkeln<sup>14</sup> der Schaufel übereinstimmen. Kommt es zu einer Winkelabweichung der Anströmung, wird die Schaufel einer Fehlanströmung unterliegen, welche im Allgemeinen als *Inzidenz* bezeichnet wird. Eine überwiegende Anströmung der Druckseite wird als positive Inzidenz bezeichnet, während eine negative Inzidenz auf die Saugseite gerichtet ist. Weiterhin wird die Winkeldifferenz zwischen Metall- und Anströmwinkel als *Inzidenzwinkel* bezeichnet.

Turbinenprofile sind aufgrund ihrer Form gegenüber Inzidenz deutlich unempfindlicher als Verdichterschaufeln. Laut PERDICHIZZI & DOSSENA [55] bewirken Fehlanströmwinkel zwischen  $-60^\circ$  und  $+30^\circ$  eine Winkeländerung der Abströmung von unter  $10^\circ$ . Unter Beachtung der Euler-Formel (2.8) kann festgestellt werden, dass eine positive Inzidenz aufgrund der Erhöhung der Umfangskomponente der Anströmung zu einer erhöhten Leistung führt. Eine Erhöhung der Druckdifferenz zwischen Druck- und Saugseite wird erreicht, die die Sekundärströmungen verstärkt und zu Ablösungen<sup>15</sup> auf der Saugseite führen kann. Eine negative Inzidenz führt zu einer verringerten Leistung und abgeschwächten Sekundärströmungen. Weiterhin kann es bei deutlich negativen Winkeln zu einer Ablösung an der Druckseite der Vorderkante kommen. Eine übersichtliche Aufstellung der Schaufelabströmung bei unterschiedlichen Inzidenzwinkeln für ein Turbinenprofil sind bei YAMAMOTO & NOUSE [88] zu finden.

Bei der Betrachtung einer Beschaufelung in einem Ringraum wird ersichtlich, dass sich eine drallbehaftete Strömung auf einer Kreisbahn bewegt. Um diese Bewegung zu erreichen, ist eine radiale Kraft nötig, die von einem radialen Druckgradienten hervorgerufen wird. Die Zusammenhänge werden in Abbildung 2.2b aufgezeigt. Aufgrund des Druckgradienten kommt es am Gehäuse zu einem höheren Druck als an der Nabe.

---

<sup>14</sup> Als Metallwinkel wird der geometrische An- und Abströmwinkel bezeichnet, der durch die Form der Schaufel vorgegeben wird.

<sup>15</sup> Eine Ablösung tritt auf, wenn die Grenzschicht der vom umströmten Körper vorgegebenen Kontur nicht mehr folgen kann, wobei Ablöseblasen mit Rückströmgebieten entstehen können. Ablösungen sind generell verlustbehaftet und sollten im Normalfall vermieden werden. Details sind SCHLICHTING & GERSTEN [71] zu entnehmen.

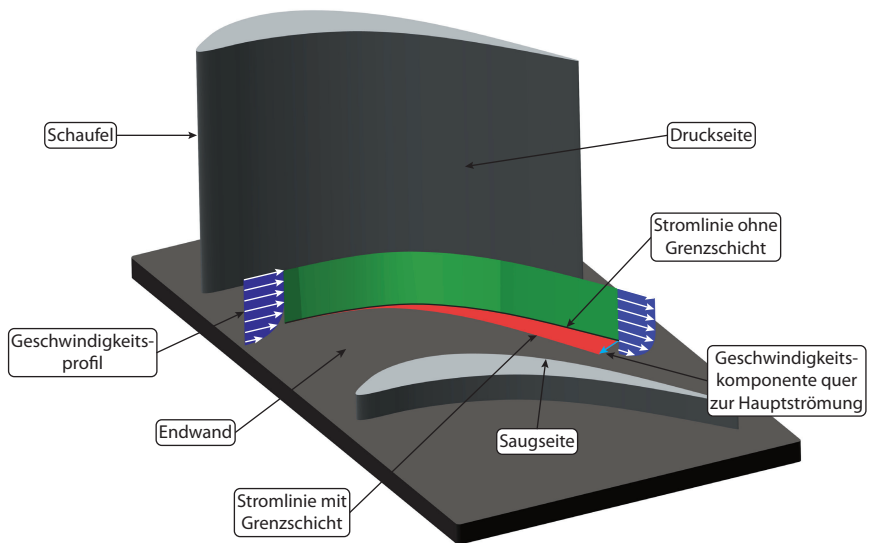
---

Für die Betrachtung einer Statorstufe mit konstantem Totaldruck steht an der Nabe ein höherer dynamischer Druck zur Verfügung als am Gehäuse. Daraufhin kommt es zu einer Geschwindigkeitszunahme in radialer Richtung. Die Beschreibung des Drucks in einem Ringraum wird als *Radiales Gleichgewicht* bezeichnet, dessen Herleitung wird in HENNECKE & WÖRRLEIN [21] detailliert nachvollzogen. Für die Schaufelauslegung hat das Radiale Gleichgewicht eine große Bedeutung, da eine erzwungene Abweichung der Geschwindigkeiten zu Radialgeschwindigkeiten im Kanal führt und diese in nachfolgenden Schaufelreihen nicht genutzt werden können.

Wie aus den vorangegangenen Abschnitten deutlich geworden ist, sollte eine Schaufel nicht prismatisch<sup>16</sup> ausgelegt werden. Gemäß Gleichung (2.8) ist die Leistung von der radialen Position der Betrachtung abhängig. Auf einem größeren Radius steigt die Umfangsgeschwindigkeit linear mit dem Radius, ebenso wie die Leistung. Die Geschwindigkeitsdreiecke verändern sich an jeder radialen Position und somit auch die ideale Profilgeometrie.

Die Beachtung dieser Eigenschaft bei der Auslegung führt zu einem *quasi-dreidimensionalen* Schaufelprofil. Diese Bezeichnung folgt aus einer dreidimensional gestalteten Geometrie, jedoch werden keine radialen Strömungseffekte beachtet. Die Betrachtung der Profile findet lediglich in einer Ebene statt. Auslegungen, die dreidimensionale Strömungen beachten, werden größtenteils mit numerischen Programmen durchgeführt, wobei empirische Faktoren berücksichtigt werden.

In den letzten Jahren haben sich numerische Optimierungsverfahren etabliert, die eine vorgegebene Geometrie einer Schaufel in gewissen geometrischen Parametern selbstständig verändern können und anschließend eine Strömungssimulation durchführen. Durch die Kombination verschiedener Parametervariationen wird ein Kennfeld erstellt und die Geometrie mit den besten Eigenschaften wird erkennbar. Die Optimierung einer Nabengeometrie in einem Verdichter ist bei REISING [62] zu finden. Häufig stehen die Eigenschaften der Ergebnisgeometrie im Gegensatz zu mechanischen Anforderungen und müssen angepasst werden. Eine verlässlichere Strömungssimulation kann so zu deutlich verbesserten Maschinen führen.



**Abbildung 2.4:** Sekundärströmungen in einem Schaufelkanal

## 2.2 Sekundärströmungen in einer Turbine

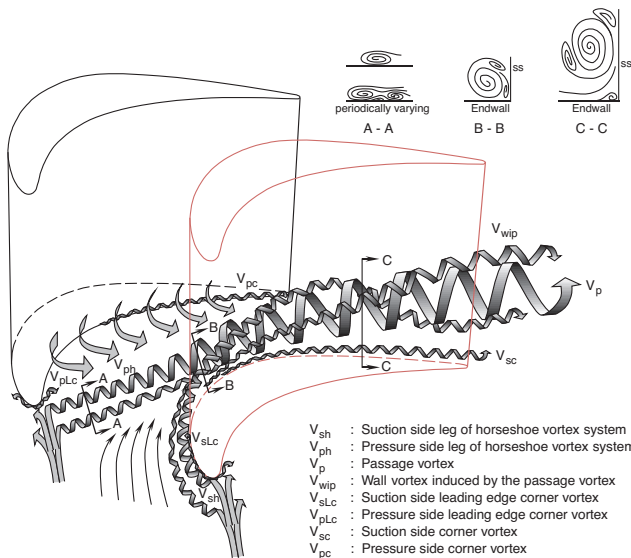
In einer reibungsbehafteten Strömung kommt es zwischen der Kernströmung mit der Geschwindigkeit  $c_\infty$ <sup>17</sup> und der ruhenden Strömung direkt an der Wand zu einem Übergangsgebiet, welches als Grenzschicht bezeichnet wird. Wie in Abbildung 2.2b und Formel (2.5) dargestellt wurde, herrscht in einer Schaufelpassage ein Druckgradient in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit und dem Radius der Stromlinie.

Die Aufrechterhaltung des Druckgradienten in der Grenzschicht<sup>18</sup> führt bei einer verringerten Geschwindigkeit zu einem verringerten Stromlinienradius. So wird in einer Schaufelpassage, wie in Abbildung 2.4 gezeigt, die endwandnahe Grenzschichtströmung auf die Saugseite der Passage zubewegt. Infolgedessen kommt es an den Schaufelwänden zu einer Ausgleichsbewegung der Strömung, die an der

<sup>16</sup> Eine Prismatische Schaufel besitzt in radialer Richtung ein konstantes Profil.

<sup>17</sup> Üblicherweise werden 99 % von  $c_\infty$  als Grenze betrachtet.

<sup>18</sup> In der vereinfachten Grenzschichttheorie nach SCHLICHTING [71] wird in der Grenzschicht von einem senkrecht zur Wand konstanten statischen Druck ausgegangen.



**Abbildung 2.5:** Wirbelsystem nach WANG et al. [80]

Saugseite zur Kanalmitte zeigt, während es an der Druckseite der Schaufel zu einer Strömung in Richtung der Endwand kommt. Die gezeigten Zusammenhänge sind unabhängig von einer Rotation der Schaufelreihe und treten auch in geschlossenen stationären Kanälen auf.

An der Vorderkante der Schaufeln kommt es aufgrund der Verzögerung der Strömung zu einem Druckanstieg. An der Stelle des höchsten Drucks wird von einer ruhenden Strömung ausgegangen und dieser als *Staupunkt* bezeichnet. Bei Beachtung des Geschwindigkeitsprofils der Grenzschicht wird, bei einer vollständigen Umsetzung des dynamischen Drucks in statischen, direkt an der Endwand der geringste Druck erreicht. Die resultierende Strömungsbewegung zeigt an der Vorderkante entlang auf die Endwand und führt zu einer Wirbelausbildung um die Vorderkante herum. Durch die Formgebung des Wirbels wird die Bezeichnung *Hufeisenwirbel* verwendet.

Aufgrund der im vorherigen Abschnitt beschriebenen Sekundärströmungen im Kanal wird der druckseitige Ast des Hufeisenwirbels zur Saugseite der Schaufel bewegt. Dabei strömt ein Teil der Grenzschicht in den Wirbel, währenddessen die Größe und Stärke deutlich zunehmen und die Wirbelstruktur als *Passagenwirbel* bekannt

---

ist. Dabei bleibt die Drehrichtung des Wirbels erhalten, die an der Endwand in Richtung der Schaufelsaugseite zeigt. Der saugseitige Ast bleibt in der Nähe der Schaufel und interagiert mit dem Passagenwirbel der benachbarten Schaufel. Infolge der Unterschiede in der Stärke erwartet WANG *et al.* [80] eine Drehbewegung des saugseitigen Asts um den Passagenwirbel, dargestellt in Abbildung 2.5. Eine übersichtliche Strömungsvisualisierung in einer Kaskade ist in PALAFOX *et al.* [54] zu finden.

Eine messtechnische Erfassung der einzelnen Wirbel gestaltet sich durch die geringen räumlichen Ausdehnungen als schwierig. Bei der Verwendung von Strömungsmesssonden übersteigt die Größe des Sondenkopfs die Wirbelgröße deutlich und macht eine eindeutige Erfassung unmöglich. In Strömungsfeldvermessungen zwischen den Schaufelreihen sind die Sekundärwirbel häufig als ein *Verlustkern* zu erkennen, und eine weitere Differenzierung ist nicht möglich. Im Folgenden wird auf diese Bezeichnung zurückgegriffen.

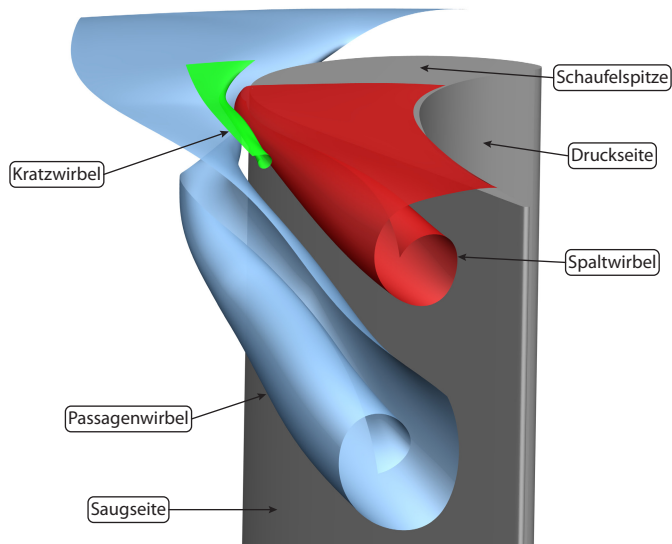
Wirbelstrukturen werden generell zu den Verlusten gezählt, da eine gezielte Nutzung der gebundenen kinetischen Energie nicht möglich ist. Beispielsweise kann eine Sekundärströmungsbildung, wie sie im vorangegangenen Abschnitt beschrieben wurde, nicht in der darauffolgenden Schaufelreihe genutzt werden. Einerseits erfolgt die Anströmung der stromab liegenden Schaufelreihe instationär, da auf jeden Stator ein Rotor folgt und umgekehrt. Andererseits ist eine Wirbelstruktur im Vergleich zum Kanal deutlich kleiner und würde eine lokal begrenzte Umgestaltung der Schaufel erfordern. Im Hinblick auf eine Fertigung und die zuverlässige Kühlung wäre ein Profil mit starken Krümmungen in radialer Richtung nicht vorteilhaft. Zusätzlich kommt es bei einer Veränderung des Betriebspunkts zu einer anderen Position des Wirbels, und die Schaufel müsste wiederum eine angepasste Gestaltung aufweisen.

Innerhalb des Wirbels entstehen aufgrund der Rotationsbewegung starke Scherungen, die zu Reibung und damit zu Verlusten führen. Darüber hinaus kommt es zu Reibungseffekten zwischen den Wirbeln und der umliegenden Passagenströmung. Diese Scherkräfte führen, bereits bei kleinen zeitlichen Veränderungen der Stärke und Position der Wirbel, zu einer Fluktuation der Strömung. Instationäre Strömungen sind somit ein Zeichen für Verluste.

Weiterhin sind innerhalb der Wirbel niedrigere Geschwindigkeiten in Richtung der Hauptströmung festzustellen. Durch diesen Umstand stellt der Wirbel eine Blockage der Schaufelpassage dar und behindert die Hauptströmung. Bei einem konstanten Massenstrom führt ein stärkerer und größerer Wirbel zu höheren Geschwindigkeiten







**Abbildung 2.7:** Wirbelsystem an der Rotorspitze

die Hauptströmung. Dabei kommt es zu einer Vermischung der beiden Ströme und der Bildung des Spaltwirbels. Der Passagenwirbel wird beim Eintritt der Spaltströmung in Richtung der Nabe abgelenkt und rotiert gegensinnig zum Spaltwirbel. Insgesamt kommt es in der Passage zu einer Blockage durch den Spaltwirbel und einer Ausweichbewegung der Strömung in Richtung der angrenzenden Druckseite und Nabe.

Zusätzlich entsteht beim Eintritt der Spaltströmung in die Passage eine weitere Wirbelstruktur am Gehäuse. Dabei trifft die Spaltströmung mit einem hohen Impuls auf die gehäusenähe Strömung, die aufgrund der Haftbedingung am Gehäuse eine geringe Geschwindigkeit hat, und führt zu einer starken Interaktion. Beide Ströme werden in Richtung der Nabe abgelenkt und rollen sich jeweils zu einem Wirbel auf. Einerseits zum bereits bekannten Spaltwirbel und andererseits zum *Kratzwirbel*, der jedoch nur von geringer Ausdehnung und Intensität ist. Die Rotationsrichtung ist gegensinnig zum Spaltwirbel und gleichsinnig zum Passagenwirbel.

Die Spaltverluste können in zwei Anteile aufgeteilt werden. Durch die Überströmung der Spitze wird der Massenstrom, der durch eine vollständige Umlenkung in der Passage Arbeit verrichtet, reduziert. Weiterhin ist die Interaktion und Vermischung

mit der Passagenströmung durch Scherkräfte zwischen den Strömen verlustbehaftet und die im Wirbel gebundene Energie kann größtenteils nicht rückgewonnen werden.

Ein entscheidender Parameter der Spaltströmung ist die Spalthöhe  $t$ . Nach BOOTH [8] bewirkt eine Vergrößerung des Spaltes um 1 % Schaufelhöhe  $H$  eine Reduzierung des Turbinenwirkungsgrades um ca. 2 %. In Hochdruckturbinen heutiger Triebwerke sind Spalthöhen von 1 % der Schaufelhöhe üblich, wobei eine beliebige Verkleinerung der Spalthöhe jedoch aus thermomechanischer Sicht nicht möglich ist. Im Triebwerk kommt es im Betrieb zu großen Temperaturunterschieden, die eine unterschiedliche Wärmeausdehnung von Schaufeln und Gehäuse bedeuten können. Ein Mindestmaß von ca. 1 mm - 2 mm ist notwendig, da ein Anlaufen der Schaufeln im Gehäuse zu einem Totalverlust des Triebwerks führen kann.

Triebwerke der neuesten Generation sind teilweise mit einer aktiven Spaltkontrolle ausgestattet. Über eine geregelte Kühlung des Gehäuses kann der Spalt auf ein Minimum reduziert werden. Problematisch ist die Bestimmung der tatsächlichen Spalthöhe, da eine Messung bei den Bedingungen in der Turbine eine große Herausforderung darstellt. In LINDENBORN [35] sind Details zur aktiven Spaltregelung zu finden.

Für die Abschätzung der Spaltströmung, bei einer gegebenen Spalthöhe, wurde der Ausströmkoeffizient  $C_d$  in Formel (2.9) von MOORE & TILTON [48] eingeführt. Der Koeffizient beschreibt das Verhältnis zwischen tatsächlich aus dem Spalt ausströmender Masse und der, für ein gegebenes Druckverhältnis, isentrop ausströmenden Masse. Dabei gibt  $\bar{u}$  die gemessene flächengemittelte Austrittsgeschwindigkeit aus dem Spalt,  $p_{\text{tot},1}$  den Totaldruck in der Schaufelanströmung und  $p_{\text{stat},2}$  den statischen Druck am Austritt der Schaufel an. Die Gleichung wurde für Kaskaden berechnet und nimmt Werte zwischen 0,7 und 0,8 an. Für ein gegebenes Druckverhältnis über die Schaufelspitze wird der Koeffizient durch die Kontraktion an der *vena contracta* bestimmt und ist ausschließlich von der Spitzengeometrie abhängig. Der Radius an der Kante der Druckseite hat einen entscheidenden Einfluss auf die Ablösung. Wie von HEYES *et al.* [22] gezeigt wurde, kann ein Kantenradius in der Größe der Spalthöhe  $t$  zu einem Ausströmkoeffizienten von eins führen.

$$C_d = \frac{\bar{u}}{\sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{\text{tot},1} - p_{\text{stat},2})}} \quad (2.9)$$

Die Entropiezunahme durch die Spaltströmung wurde von DENTON [16] durch eine *Strahl-in-Querströmung*<sup>19</sup>-Betrachtung angenähert. Dabei ist, wie in Abschnitt 2.1 erläutert wurde, der untrennbare Zusammenhang zwischen Umlenkung und Druckverhältnis in der Schaufelpassage von großer Bedeutung. Die Abhängigkeit der Druckdifferenz  $\Delta p$  über die Schaufelspitze von den Geschwindigkeiten außerhalb der Grenzschicht auf Druck- und Saugseite,  $V_D$  und  $V_S$ , ist in Formel (2.10) abhängig von der Koordinate der Sehne  $s$  dargestellt. Die drei genannten Größen stehen in direktem Zusammenhang und können nicht unabhängig voneinander verändert werden. Die Berechnung erfolgt an der Schaufelgeometrie in Spaltnähe, jedoch ohne einen Strömungseinfluss durch den Spalt oder das Gehäuse.

$$\Delta p(s) = \frac{\varrho(s)}{2} (V_S(s)^2 - V_D(s)^2) \quad (2.10)$$

Formel (2.11) zeigt die Berechnung des Totaldruckverlustkoeffizienten<sup>20</sup>  $\zeta$ , der auf dem dynamischen Druck am Austritt der Schaufelreihe beruht. Es bestehen verschiedene Einflussparameter, die eine Veränderung bei konstanter Leistungsabgabe der Schaufel bewirken können. Eine Absenkung des Ausströmungskoeffizienten  $C_d$  geht linear in den Verlustkoeffizienten ein und stellt somit einen sinnvollen Eingriffsparameter dar. Weiterhin ist eine Absenkung der relativen Spalthöhe  $t/H$  eine umsetzbare Möglichkeit, die Spaltverluste zu reduzieren.

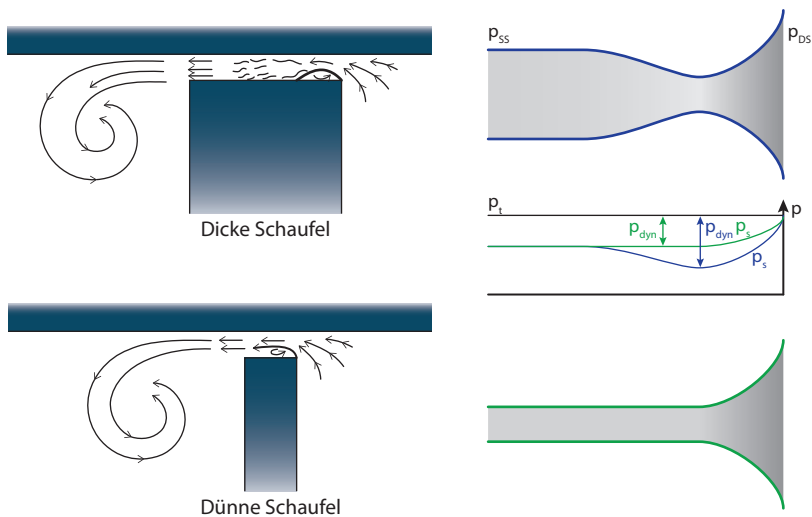
$$\zeta = \frac{2C_d}{\cos \Theta_2} \left( \frac{t}{H} \right) \left( \frac{S}{T} \right) \int_0^1 \left( \frac{V_S}{w_2} \right)^3 \left( 1 - \frac{V_D}{V_S} \right) \sqrt{1 - \left( \frac{V_D}{V_S} \right)^2} ds \quad (2.11)$$

Eine Veränderung der übrigen Parameter, wie dem Abströmwinkel  $\Theta_2$ , der Teilung<sup>21</sup>  $T$  und den Geschwindigkeiten auf Druck- und Saugseite, und damit auch der Druckdifferenz, hat üblicherweise einen deutlichen Einfluss auf die Leistungsfähigkeit der Beschaukelung. Eine lokale Umgestaltung der Schaufelspitzengeometrie ist möglich, führt jedoch zu einer Höherbelastung der übrigen Schaufel und dort zu erhöhten Verlusten. Eine detaillierte Beschreibung der Eingriffsmöglichkeiten wird in einem folgenden Abschnitt gegeben.

<sup>19</sup> engl.: *jet-in-crossflow*

<sup>20</sup> Ein Druckverlustkoeffizient bezieht üblicherweise einen Totaldruckverlust auf einen Referenzdruck, in diesem Fall auf den dynamischen Druck am Austritt der Schaufelreihe.

<sup>21</sup> Die Teilung  $T$  beschreibt den Abstand zwischen den Schaufeln in Umfangsrichtung.



**Abbildung 2.8:** Überströmung verschiedener Schaufelspitzen (links) und dazugehöriges Strömungsmodell (rechts), weitere Bezeichnungen in Abbildung 1.2a, nach DENTON [16]

Es kann prinzipiell von zwei verschiedenen Spaltströmungsarten ausgegangen werden. Laut DENTON [16] spielt hierbei die Dicke der Schaufel eine wichtige Rolle. Abbildung 2.8 zeigt die Gegenüberstellung einer dicken Schaufel, wie sie in Turbinen üblich sind, und eines dünnen Profils, das typisch für eine Verdichterbeschaukelung ist. An den druckseitigen Kanten kommt es bei beiden Profilen zu einer Ablöseerscheinung. Für das dicke Profil wird es zu einer folgenden Ausmischung und Wiederanlegung der Strömung an die Schaufelspitze und einem Eintritt in die Passage kommen.

Als Analogie kann von einer konvergent-divergenten Düse ausgegangen werden, die auf der rechten Seite der Abbildung dargestellt ist. Für eine reibungsfreie Betrachtung bleibt der Totaldruck, der mit dem Druck auf der Druckseite identisch ist, über die gesamte Anordnung konstant. In der Kehle der Düse, an der Stelle der *vena contracta*, wird der geringste statische Druck und die höchste Geschwindigkeit erreicht. Im Anschluss an den divergenten Teil entspricht der dynamische Druck der Druckdifferenz zwischen Druck- und Saugseite, während der Strömungsquerschnitt dem geometrischen Spalt gleich ist.

---

Für das dünne Profil kommt es zu keiner Wiederanlegung der Strömung und der Strömungsquerschnitt entspricht der Kehlenfläche. So wird von einer konvergenten Düse ausgegangen und der dynamische Druck in der Kehle ist gleich der Druckdifferenz zwischen den Schaufeloberflächen. Somit wird ein geringerer effektiver Spalt erreicht und es wird bei gleicher Druckdifferenz ein geringerer Spaltmassenstrom erreicht.

In den 80er und 90er Jahren des letzten Jahrhunderts wurde ein großer Teil der Spaltströmungsuntersuchungen in linearen Schaufelkaskaden durchgeführt, deren Vor- und Nachteile bereits in Kapitel 1 erwähnt wurden. Die Arbeiten von BINDON *et al.* [5, 6], MOORE *et al.* [48, 47] und HEYES *et al.* [22] haben wichtige Erkenntnisse über die Ausprägung der Spaltströmung ergeben, die in den vorherigen Abschnitten aufgezeigt wurden. Dabei konnten theoretische Ansätze entwickelt werden, die eine Spaltströmung und die begleitenden Verluste vorhersagen konnten. Auch die Interaktion der Spalt- und Passagenströmung wurde von YAMAMOTO *et al.* [86, 88] unter verschiedenen Inzidenzwinkeln untersucht. Es wurde erkannt, dass eine Inzidenzvariation einen deutlichen Einfluss auf den Passagenwirbel und die -strömung hat, jedoch der Spaltwirbel in Position und Größe stabil bleibt.

Den Untersuchungen in Kaskaden ist gemein, dass eine Relativbewegung zwischen Schaufel und Gehäuse vernachlässigt wurde. Wie von YARAS & SJOLANDER [90] bereits früh festgestellt wurde, bewirkt eine Gehäusebewegung eine Erhöhung der Spaltverluste und eine Reduzierung der Austrittsgeschwindigkeit aus dem Spalt. Aufgrund der entgegengerichteten Bewegung zwischen Spaltströmung und Gehäuse wird auch der Spaltwirbel verkleinert und zur Saugseite der Schaufel verlagert. Weiterhin tritt der Kratzwirbel nur bei einer Gehäusebewegung auf und kann bei einer Kaskadenuntersuchung nicht simuliert werden.

Das auch heutzutage Kaskadenuntersuchungen wertvolle Beiträge zur Erweiterung der Kenntnisse beitragen können, wurde von PALAFOX *et al.* [54] deutlich gezeigt. Die Verwendung sehr großer Schaufeln mit Schaufelhöhen von 1.000 mm ermöglichte detaillierte Strömungsfeldvermessungen mit einem PIV-System auch im Spitzenspalt. Es wurden verschiedene Messungen mit und ohne Gehäuserotation durchgeführt, wobei erkannt wurde, dass die Ausprägung der Spitzenströmung sich nicht ändert, jedoch in den Amplituden der Geschwindigkeiten Änderungen festzustellen sind.

Vermessungen der Schaufelspitzenströmung in rotierenden Prüfständen sind mit einem erheblich größeren Aufwand durchführbar. Einerseits ist der Betrieb der Anlage aufwändiger und andererseits werden an die Applikation der Messtechnik höhere

---

Anforderungen gestellt. Vermessungen der Passagenströmung im Rotor sind nur durch den Einsatz von Lasermesstechnik, wie PIV und Laser-Doppler Anemometrie, erreichbar<sup>22</sup>. YAMAMOTO *et al.* [89, 87] hat in einer experimentellen Vermessung die Auswirkungen der Spaltwirbel in einer rotierenden Turbine erfasst und zwischen den Schaufelreihen eine Übereinstimmung mit den Ergebnissen aus Kaskaden mit einer rotierenden Endwand gefunden. Es wurde jedoch eine Schwankung des Wirbels aufgrund der instationären Anströmung der Rotorschaukeln gefunden. In Kaskaden kann dieser Einfluss nicht zufriedenstellend dargestellt werden<sup>23</sup>.

XIAO *et al.* [85] und McCARTER *et al.* [39] haben mit der instationären Vermessung des Gehäusewanddrucks im Bereich des Rotors die Strömungen auf der Schaufelspitze identifiziert und die Überlegungen aus der Theorie bestätigt. Am Eintritt in den Spalt wurde an der Stelle der *vena contracta* ein Druckminimum festgestellt. In Richtung der Saugseite kommt es auf der Schaufelspitze zu einer Druckerhöhung, bis an der saugseitigen Kante der Oberflächendruck erreicht wird. In der Passage ist der Spaltwirbel an einem niedrigen Druck zu erkennen, da es aufgrund der hohen Tangentialgeschwindigkeiten im Wirbel zu einer Absenkung des statischen Drucks kommt.

Weiterhin haben Messungen der Strömungsgeschwindigkeit in der Rotorpassage mittels eines Laser-Doppler-Anemometers gezeigt, dass die Position der größten Druckdifferenz zwischen Druck- und Saugseite auch die Position des Spaltwirbels bestimmt. So wird bei einer Belastung der Schaufel im Bereich der Hinterkante auch hier die höchste Überströmung festgestellt.

Es bestehen verschiedene Möglichkeiten, die Schaufelspitzenströmung zu beeinflussen. HARVEY [19] präsentiert hierzu eine umfangreiche Zusammenfassung, die nachfolgend aufgeführt wird.

### 1. Reduzierung des Austrittskoeffizienten $C_d$

Diese Maßnahme kann in zwei weitere Gruppen aufgeteilt werden:

- **Keine Beeinflussung des Druckfelds an der Schaufelspitze**

Hierzu werden Maßnahmen gezählt, bei denen das Druckverhältnis  $\Delta p$  zwischen Druck- und Saugseite nicht verändert wird. Hierzu zählen jegliche Geometrieänderungen der Schaufelspitze, so auch die

---

<sup>22</sup> Es wurden Fünf-Loch-Sonden in rotierenden Kanälen von RAO [59] eingesetzt, jedoch muss die Blockage des Kanals und die Rotation der Datenerfassung berücksichtigt werden.

<sup>23</sup> Nachlaufgeneratoren, die häufig in Kaskaden verwendet werden, bilden lediglich den Geschwindigkeitsdefekt nach und können die Zirkulation der Statorschaufeln nicht abbilden, siehe BOLETIS & SIEVERDING [7] und HEINKE [20].

---

Squealer-Geometrien. Der Effekt dieser Veränderungen liegt in einem gewünschten erhöhten Druckverlust beim Überströmen der Schaufel, womit  $C_d$  und der Spaltmassenstrom abgesenkt werden.

- **Beeinträchtigung des Druckfelds an der Schaufelspitze**

Durch ein *Winglet*, eine Erweiterung der Druck- oder Saugseitenkante der Schaufelspitze in Umfangsrichtung, wird das Druckverhältnis über die Schaufelspitze verkleinert. Der Ein- oder Austritt liegt weiter in der Passage und damit bei einem niedrigeren oder höheren Druck. Weiterhin wird die Lauflänge der Spaltströmung über die Spitze vergrößert, was zu größeren Verlusten und damit zu einer geringeren Eintrittsgeschwindigkeit in die Passage führt.

## 2. Verringerung der Umlenkung an der Rotorspitze

Die Veränderung der Rotorabströmung und damit der Drücke und Geschwindigkeiten auf den Schaufeloberflächen ist, ohne die Änderung der geleisteten Arbeit des Rotors, kaum möglich und führt zu nicht zielführenden Umgestaltungen. Eine geringere Belastung der Schaufelspitze führt bei konstanter Leistung zu einer erhöhten Belastung der übrigen Schaufel und somit zu erhöhten Verlusten in diesem Bereich.

## 3. Aerodynamik an der Rotorspitze

Es ergeben sich verschiedene Möglichkeiten der Umgestaltung der Schaufelspitze, ohne die Abströmung der Schaufel in diesem Bereich zu ändern. Hierzu zählen die Anbringung eines *Winglets* oder das Abknicken der Schaufel über die Saugseite, ein sogenanntes *lean*. Der Winglet wurde in Punkt 1 bereits erwähnt. Das Abknicken der Schaufel bewirkt einen veränderten Druckgradienten über die Passage. Falls die Druckseite der Schaufelspitze dem Gehäuse zugewandt wird, wirkt eine Kraft auf das Fluid in Richtung des Gehäuses und die Kraftkomponente in Richtung des Spalts wird reduziert. Der Spaltmassenstrom kann gesenkt werden, jedoch wird die Arbeitsumsetzung der Spitze reduziert, was bei einer stark ausgelenkten Spitze zu einem Moment auf den Schaufelfuss führen kann, wodurch die mechanischen Belastungen zunehmen.

## 4. Erhöhung der Schaufelzahl

Eine Erhöhung der Schaufelzahl würde das Druckverhältnis zwischen Druck- und Saugseite verringern, jedoch steht diese Maßnahme im Widerspruch zur Bestrebung, die Schaufelzahl zu reduzieren.

## 5. Gehäusegeometrie

Auf dem Forschungsgebiet der Verdichter haben sich Gehäusemodifikationen als sinnvoll erwiesen, die im stabilitätskritischen Bereich der Kennlinie zu einer deutlichen Betriebsbereichserweiterung führen. Bei Turbinen konnte ein positiver Effekt bisher nicht beobachtet werden, siehe BOOTH [8]. Ein Abweichen vom zylindrischen Gehäuse führt zu Einbußen beim Wirkungsgrad, während die Spaltverluste geringfügig abgesenkt werden können.

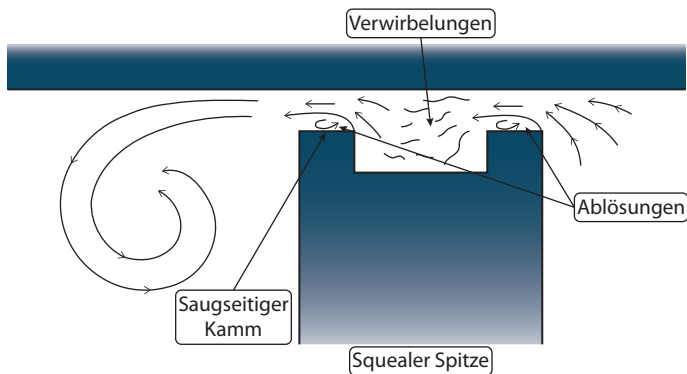
Aus der vorangegangenen Aufstellung erscheint eine Squealer-Kavität als eine sinnvolle Möglichkeit, die Spaltverluste zu reduzieren. Eine Veränderung der Profیلgeometrie ist nicht nötig und die Leistungsumsetzung der Schaufel bleibt konstant. Wie in Abbildung 2.9 dargestellt, kommt es bei der Überströmung der Schaufelspitze nicht mehr zum Prinzip *dicke Schaufel* aus Abbildung 2.8, sondern zu zwei *dünnen Schaufeln*. Die Ausmischung und Wiederanlegung im Anschluß an die *vena contracta* auf der Druckseite wird verhindert und somit der effektive Spalt verkleinert. In der Kavität kommt es zu Verwirbelungen und Verlusten, die eine Abnahme des Impulses bewirken und zur Erhöhung des statischen Drucks in der Kavität führen. Am saugseitigen Kamm kommt es wiederum zur Ablösung und Kontraktion der Strömung. Durch den verringerten Impuls und die verkleinerte effektive Spalthöhe werden der Spaltmassenstrom und die Eintrittsgeschwindigkeit abgesenkt. In der Funktionsweise ähnelt die Squealer-Kavität einer Labyrinthspaltdichtung<sup>24</sup>.

Es sind auch Squealer Konfigurationen mit einem einseitigem Kamm möglich, wobei eine alleinige Anordnung an der Druckseite nur zu geringen Verbesserungen führt. Die Einströmung auf der Druckseite bleibt unbeeinflusst, während im Bereich der Saugeite der Druck annähernd auf den Saugeitendruck sinkt. So wird die Wiederanlegung an den Kamm unterbunden, jedoch ist die Expansion im mittleren Bereich der Schaufelspitze weniger verlustbehaftet als bei einer geschlossenen Kavität. Die Untersuchungen von HEYES [22] haben einen verringerten  $C_d$ -Wert für den druckseitigen Kamm gezeigt, jedoch führt ein Kantenradius in der Größenordnung des Spalts zu einem höheren Ausströmkoeffizienten als bei der flachen Spitze.

Der Vorteil einer Kavität ist die fehlende Absenkung der Schaufelleistung, da eine Veränderung der Profیلoberfläche ausbleibt und keine Änderung der Umfangskraft der Schaufel stattfindet. Ein Vergleich verschiedener Ausführungen ist bei HEYES *et al.* [22], CAMCI *et al.* [14] und SCHABOWSKI & HODSON [68] zu finden. Hierbei wurden

<sup>24</sup> In einer Labyrinthspaltdichtung wird der zu dichtende Spalt durch eine Reihe von Kontraktionen des Querschnitts in Kammern aufgeteilt. Bei der Expansion in den Kammern sinkt der Totaldruck durch einen statischen Druckverlust und die treibende Druckdifferenz wird sukzessive reduziert. Details zu Labyrinthdichtungen sind bei TRUTNOVSKY [79] zu finden.





**Abbildung 2.9:** Funktionsprinzip der Squealer-Kavität

aerodynamische Verbesserungen erzielt und der Totaldruckverlustkoeffizient um bis zu 20 % reduziert.

Es sind verschiedene Einflussparameter der Squealer-Kavitäten vorhanden. Einerseits sollte die Breite der Kämme nach BOOTH [8]  $2t$  nicht überschreiten. Für relevante Reynoldszahlen<sup>25</sup> von 10.000 und mehr wurde von MOORE *et al.* [47] eine Wiederanlegestrecke von  $2 - 3t$  festgestellt. Die Tiefe der Kavität sollte nach BOOTH nicht geringer als  $2t$  sein, damit deutliche Verwirbelungen in der Kavität entstehen können, jedoch bedeutet eine weitere Vertiefung keine zwangsläufige Verbesserung. Des Weiteren sollte die Kavität im Bereich der höchsten Druckdifferenz positioniert werden, da hier die stärkste Überströmung der Schaufel erwartet wird.

Untersuchungen von Squealer-Geometrien in rotierenden Prüfständen sind die Ausnahme, wobei auf diesem Gebiet die Arbeiten von CAMCI *et al.* [14, 15, 17, 26, 27] zu nennen sind. In einer  $1\frac{1}{2}$ -stufigen kalten Niedermachzahltriebwerk wurden verschiedene Spitzengeometrien untersucht, wozu ein- und beidseitige Squealer-Kämme mit verschiedenen Längen gehören, die auf einer Schaufel über den Umfang eingesetzt wurden. Auch hier zeigte die saugseitige Anordnung eines Kamms die

<sup>25</sup> Die Reynoldszahl  $Re$  ist eine dimensionslose Kennzahl der Strömung und setzt nach SPURK & AKSEL [76] die Trägheitskräfte mit den Zähigkeitskräften ins Verhältnis. Daraus ergibt sich, dass gleiche Reynoldszahlen ein ähnliches Turbulenzverhalten zeigen. Die Einhaltung der Reynoldszahl zwischen Realität und Versuch bestimmt die Qualität der Ähnlichkeit. Für die Betrachtung der Spaltströmung wird  $Re$  mit der mittleren Strömungsgeschwindigkeit im Spalt und der Spalthöhe gebildet.

---

deutlichste Verbesserung. Die Erfassung des phasengemittelten Totaldrucks stromab des Rotors wurde mit einer Totaldrucksonde mit miniaturisierten Druckaufnehmern durchgeführt. Eine Aussage für den Gesamtwirkungsgrad konnte nicht gemacht werden.

Eine weitere Möglichkeit, den Spaltmassenstrom zu senken, ist die Einblasung von Sperrluft in den Spitzenspalt. Durch den Kühlluftstrahl wird im Spalt ein Blockagegebiet erzeugt, das eine Überströmung abschwächt. RAO & CAMCI [60, 61, 59] haben in einer Axialturbine eine erfolgreiche Funktion nachgewiesen, jedoch ist der Einsatz von Kühlluft zur Verminderung der Spaltverluste nicht zwangsläufig zielführend, da ein erhöhter Kühlluftbedarf den Wirkungsgrad des Triebwerks insgesamt absenkt. Kühlluft wird dem Prozess vor der Brennkammer entnommen und nimmt somit nicht an der Energiezufuhr teil. Es wird angestrebt, den Kühlluftmassenstrom so gering wie möglich zu halten.

---

## **2.4 Anmerkungen zu Wärmeübergang und transsonischer Strömung in deckbandlosen Turbinen**

---

In Flugzeugtriebwerken treten die höchsten Temperaturbelastungen in der Hochdruckturbine auf, wobei die Gastemperaturen mehrere hundert Kelvin über der Schmelztemperatur der Schaufeln liegen. Nur durch komplexe Kühlungsstrategien können Schaufeln, Plattformen und Gehäuse diesen Belastungen widerstehen. Vor allem die Schaufeln müssen durch die Innenkühlung und die Filmkühlung der Oberfläche vor zu hohen Temperaturen geschützt werden.

Durch den Verzicht auf das Deckband können Wärmeübergangswerte an der Schaufelspitze erreicht werden, die üblicherweise an der Schaufelvorderkante auftreten, und zu den höchsten in der Turbine zählen. Eine Kühlung der Spitze ist unbedingt erforderlich. Die Einbringung einer Squealer-Kavität bewirkt aufgrund der niedrigen Strömungsgeschwindigkeit eine Steigerung der statischen Temperatur und führt zur Verschärfung des Problems. Der Kavitätengrund und die Kämme sind besonders gefährdete Bereiche.

Für alle ganzheitlichen Untersuchungen der Schaufelspitzenströmung muss die Wärmeübergangsproblematik beachtet werden. Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich lediglich mit den aerodynamischen Vorgängen und kann keine Aussage über die Belastungen der Kavität treffen. In Kapitel A.1 wird ein kurzer Ausblick auf die Thematik gegeben.

---

Zusätzlich zu den hohen Temperaturen wird die Hochdruckturbine mit einem Druckverhältnis<sup>26</sup> von bis zu  $\Pi_T \leq 4,2$  beaufschlagt, siehe BRÄUNLING [11]. So kann es über der Schaufelspitze zu einem Erreichen des kritischen Druckverhältnisses und zu einer Stoßausbildung kommen, dadurch werden die Verluste beim Schaufelübertritt, im Vergleich zu einer Niedermachzahlmaschine, deutlich erhöht.

Bei einem vorhandenen Stoß wird die Wirksamkeit der Squealer-Kavität im Vergleich zu einem Niedermachzahl-Prüfstand reduziert. Die Wirkungsgradverbesserungen in den Prüfständen werden für eine reale Turbine nicht gültig sein. Untersuchungen in der Literatur erfolgen, aufgrund der schwierigen Umgebungsbedingungen, überwiegend numerisch und können nur schwer validiert werden.

In Kapitel A.2 wird ein kurzer Überblick über die Erkenntnisse aus diesem Forschungsbereich gegeben. Auch hier werden durch die schwierigen Umgebungsbedingungen überwiegend numerische Ergebnisse verwendet, die nur schwer zu validieren sind. Insgesamt zeigt die Squealer-Kavität auch bei einer transsonischen Strömung eine Verbesserung des Wirkungsgrads, jedoch muss von einer halbierten Verbesserung ausgegangen werden.

Um einen Ausblick auf die Strömung in einer unter realistischen Bedingungen betriebenen Hochdruckturbine zu erhalten, werden im Ausblick dieser Arbeit numerische Ergebnisse einer solchen Untersuchung gezeigt. Damit wird eine Abschätzung der Wirkungsgradverbesserung möglich.

---

## 2.5 Auswirkungen der Statorschaufelnachläufe auf die Spitzenströmung des Rotors

---

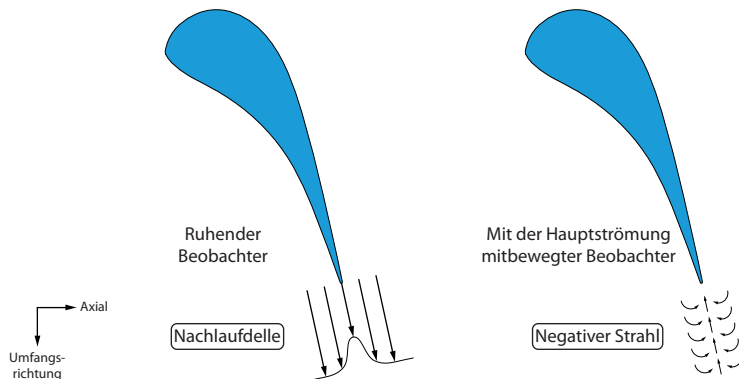
Die Abströmung von Statorschaufeln ist ein wichtiger Einflussparameter für stromabliegende Rotorschaufeln. Die Nachläufe, die sich als Gebiet verringerter Geschwindigkeit darstellen, treffen auf die nachfolgenden Schaufeln auf und bewirken eine Veränderung der Grenzschicht. Üblicherweise kommt es zu einer turbulenteren Grenzschicht und Ablöseneigungen werden reduziert.

Im zeitlich gemittelten Geschwindigkeitsfeld hat der Nachlauf die Form eines *Negativen Strahls* (engl. *negative-jet*)<sup>27</sup>, falls der Beobachter sich mit der Hauptströmung

---

<sup>26</sup> Das Turbinendruckverhältnis  $\Pi_T$  wird mit den Totaldrücken vor und nach der Turbine  $\Pi_T = p_{\text{tot, Eintritt}} / p_{\text{tot, Austritt}}$  gebildet.

<sup>27</sup> Der Begriff *Negativer Strahl* wurde auf dem Gebiet der Verdichterforschung etabliert, hier hat der Nachlauf einen Einfluss auf das Stabilitätsverhalten des Rotors, siehe SANDERS & FLEETER [67] und MAILACH *et al.* [36, 37].



**Abbildung 2.10:** Beschreibung eines Nachlaufs als Negativer Strahl

mitbewegt. Es kommt im Vergleich zur Hauptströmung zu einer Bewegung entgegen der Hauptströmungsrichtung.

Hervorgerufen wird diese Strömungsbewegung von einer instationären wechselseitig abschwimmenden Wirbelstruktur an der Hinterkante der Statorschaufel. Die Drehrichtung der Wirbel ist ebenfalls wechselnd und bewirkt die in Abbildung 2.10 dargestellte Nachlaufstruktur.

Auch in Schaufelkaskaden kommt es zu einer Wirbelablösung, siehe WOISETSCHLÄGER *et al.* [84]. Hier führt bereits eine kleine Instabilität in der Grenzschicht zu einer Abschwimmbewegung. Im Totwassergebiet direkt an der Hinterkante strömt Fluid von einer Schaufelseite ein, löst dabei von der Oberfläche ab und reißt umgebende Strömung mit, bis die Größe der Wirbelbewegung annähernd die Dicke der Hinterkante erreicht hat. Anschließend beginnt der Prozess von Neuem, jedoch wird die Drehrichtung des Wirbels nun umgekehrt. Im Falle einer äußeren Störung der Hinterkantenströmung, wie z. B. Stöße oder Stromaufwirkungen der nachfolgenden Rotoren, wird das Abschwimmen an das Störungsereignis gekoppelt, siehe MILLER *et al.* [42, 43, 44].

Auf dem Gebiet der Stator-Rotor-Interaktion ist eine große Zahl an Veröffentlichungen zu finden. Wertvolle Untersuchungen in rotierenden Prüfständen sind von der Arbeitsgruppe um KALFAS & ABHARI veröffentlicht worden [73, 56]. Bei den Untersuchungen von BEHR *et al.* [3] und MANSOUR *et al.* [38] an einer deckbandlosen Beschaufelung wurde eine geringe Abhängigkeit des Spaltwirbels, im Hinblick auf Position und Intensität, von der Statorabströmung gefunden. Dabei zeigt sich ein

deutlicher Einfluss auf die Positionen der Passagenwirbel an Nabe und Gehäuse, jedoch wurde keine detaillierte Beschreibung der Spaltströmung durchgeführt.

---

## 2.6 Identifikation eines Wirbels durch das $\lambda_2$ -Kriterium

---

Um die Veränderung eines Wirbels zu bewerten, ist es zunächst von großer Bedeutung, dessen Position und Ausdehnung objektiv zu bestimmen. Die Anwendung des von JEONG & HUSSAIN [25] vorgeschlagenen  $\lambda_2$ -Kriteriums hat sich als hilfreich erwiesen. Das Verfahren basiert auf der Annahme, dass zu einem Wirbelzentrum die Existenz eines lokalen Minimums des statischen Drucks notwendig ist.

Für die Berechnung des  $\lambda_2$ -Kriteriums ist der Geschwindigkeitsgradiententensors  $\mathbf{T}$  nötig, der nach Formel (2.12) aus der partiellen Ableitung der Geschwindigkeit  $v_j$  nach der Koordinatenrichtung  $x_i$  berechnet wird. Eine Zerlegung des Tensors in den symmetrischen und anti-symmetrischen Anteil ergibt den Verzerrungstensor  $\mathbf{S}$  und den Drehgeschwindigkeitstensor  $\mathbf{\Omega}$ , siehe Formeln (2.13) bis (2.15). Zur detaillierten Herleitung der Tensoren sei auf SPURK & AKSEL [76] verwiesen.

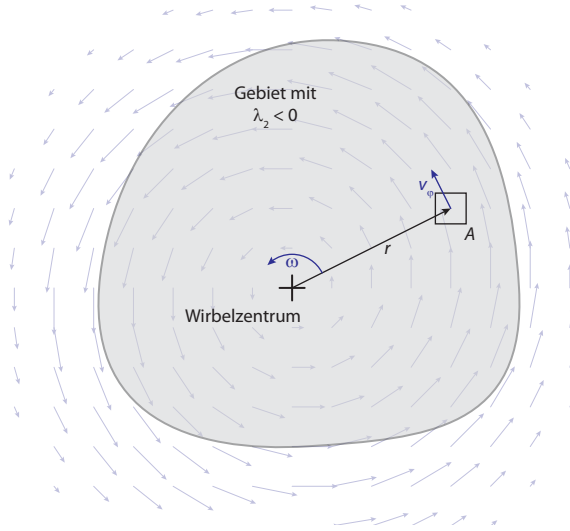
$$T_{ij} = \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \quad (2.12)$$

$$T_{ij} = \frac{1}{2}(T_{ij} + T_{ji}) + \frac{1}{2}(T_{ij} - T_{ji}) \quad (2.13)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2}(T_{ij} + T_{ji}) \quad (2.14)$$

$$\Omega_{ij} = \frac{1}{2}(T_{ij} - T_{ji}) \quad (2.15)$$

Aus dem Gradienten der *Navier-Stokes* Gleichung in Formel (2.16) ergibt sich, durch die Vernachlässigung der Wirbeltransportgleichung, Formel (2.17). Der erste Term gibt die Instationarität des Verzerrungstensors an, während der zweite Term die Viskositätseffekte darstellt. Durch Vernachlässigung dieser Terme kann ein lokales Minimum des Drucks auf ein Maximum der Matrix  $\mathbf{S}^2 + \mathbf{\Omega}^2$  zurückgeführt werden. Da es sich um eine zweifache Ableitung handelt, kann diese Matrix als eine *Hesse-Matrix* bezeichnet werden, deren Eigenschaft es ist, bei einem Maximum *negativ-definit* zu sein. Eine solche Definitheit kann durch die Eigenwerte überprüft



**Abbildung 2.11:** Nomenklatur des Wirbels

werden, was im vorliegenden Fall zu einem negativen zweiten Eigenwert führen muss, siehe auch BRONSTEIN *et al.* [12].

$$a_{i,j} = -\frac{1}{\rho} p_{,ij} + \nu u_{i,jkk} \quad (2.16)$$

$$\frac{DS_{ij}}{Dt} - \nu S_{ij,kk} + \Omega_{ik}\Omega_{kj} + S_{ik}S_{kj} = -\frac{1}{\rho} p_{,ij} \quad (2.17)$$

$$\text{Eigenwerte von } \mathbf{S}^2 + \mathbf{\Omega}^2 \rightarrow \lambda_1, \lambda_2, \lambda_3 \quad (2.18)$$

Wie in der vorangegangenen Zusammenfassung der Herleitung gezeigt wurde, werden einige Terme vernachlässigt, wodurch die Anwendung eine physikalische Aussagekraft verliert. Der Wert von  $\lambda_2$  hat keine nutzbare Bedeutung. Daher wird das Verfahren lediglich zur Identifikation eines Wirbels genutzt. Eine Betrachtung der Gleichungen zeigt, dass für den Fall eines Maximums von  $\mathbf{S}^2 + \mathbf{\Omega}^2$  wahrscheinlich ein Minimum des Drucks gefunden werden kann.

Wie auch in der Veröffentlichung von JEONG & HUSSAIN [25] gezeigt wird, kann eine zuverlässige Funktion des Kriteriums nicht unter allen Umständen sichergestellt werden. Für die vorliegende Untersuchung wurde jedoch eine sehr gute Anwendbarkeit festgestellt. Eine generelle Aussage über die Verwendung kann hier nicht

getroffen und muss für jeden Fall individuell überprüft werden.

Zusätzlich zur Größe und Position des Wirbels werden, zur Bewertung des Einflusses der Squealer-Kavität, weitere Kenngrößen benötigt. Die folgenden Berechnungen werden jeweils für ein Gebiet durchgeführt, das durch das  $\lambda_2$ -Kriterium als Wirbel identifiziert wurde, siehe Abbildung 2.11. Zunächst wird über die Geschwindigkeitskomponenten in einer Ebene senkrecht zur Wirbelachse  $v_x$  und  $v_y$  die Wirbelgeschwindigkeit und die Position des Zentrums berechnet. Dabei werden von den Geschwindigkeitskomponenten jeweils die Mittelwerte über das Wirbelgebiet subtrahiert, siehe Formeln (2.19) und (2.20). Dabei hat es sich gezeigt, dass sich für jede Wirbelstruktur ein Bereich finden lässt, in dem die Wirbelgeschwindigkeit  $v_{\text{Wirbel}}$  annähernd Null wird<sup>28</sup>. Die Berechnung der Koordinate des Wirbelzentrums wird durch die Formeln (2.21) und (2.22) beschrieben.

$$v_{x,\text{Wirbel},i} = v_{x,i} - \frac{1}{I} \sum_i^{\text{Wirbel}} v_{x,i} \quad (2.19)$$

$$v_{y,\text{Wirbel},i} = v_{y,i} - \frac{1}{I} \sum_i^{\text{Wirbel}} v_{y,i} \quad (2.20)$$

$$x_{\text{Wirbelzentrum}} = x(\min |v_i - v_{\text{Wirbel},i}|) \quad (2.21)$$

$$y_{\text{Wirbelzentrum}} = y(\min |v_i - v_{\text{Wirbel},i}|) \quad (2.22)$$

Um einen Vergleich der Wirbel zu vereinfachen, werden Größen benötigt, die eine Aussage über den Energieinhalt des Wirbels treffen können. Der Drehimpuls  $L$  und die kinetische Rotationsenergie  $T_{\text{rot}}$  können mit den verfügbaren Größen berechnet werden und sind in den Formeln (2.23) und (2.24) aufgezeigt. Hierbei werden die Masse  $m$ , die auch als Produkt der Fläche  $A$ , der Höhe eines Flächenelements  $d = 1 \text{ m}$ , und der Dichte  $\rho$  dargestellt werden kann, die Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  und der Abstand vom Wirbelzentrum  $r$  benötigt.

Die konkret berechnete Formel (2.25) muss, aufgrund der unbekannten Dichte auf dieselbe bezogen werden, da statischer Druck und Temperatur in der Passage mit den gegebenen Mitteln nicht bestimmbar sind. Die Querschnittsfläche des Wirbels  $A_{\text{Wirbel}}$ , die im Folgenden als Wirbelfläche bezeichnet wird, kann nach Formel (2.26) berechnet werden.

<sup>28</sup> Ein solches Vektorfeld ist in Abbildung 6.19 auf Seite 104 zu finden.

$$L = m \omega r^2 = A d \varrho \omega r^2 \quad (2.23)$$

$$T_{\text{rot}} = \frac{1}{2} m \omega^2 r^2 = \frac{1}{2} A d \varrho \omega^2 r^2 \quad (2.24)$$

$$\frac{T_{\text{Wirbel}}}{\varrho_{\text{Wirbel}}} = \sum_i^{\text{Wirbel}} \frac{1}{2} A_i d \omega_{i, \text{Wirbel}}^2 r_{i, \text{Wirbel}}^2 \quad (2.25)$$

$$A_{\text{Wirbel}} = \sum_i^{\text{Wirbel}} A_i \quad (2.26)$$

Um eine Unabhängigkeit der Ergebnisse vom Betriebspunkt zu erreichen, wird die kinetische Rotationsenergie (Formel (2.25)) auf die kinetische Energie am Eintritt in die Turbine (Formeln (2.27) und (2.28)) bezogen. Hierzu wird die Eintrittsgeschwindigkeit  $c_{\text{Eintritt}}$ , die Eintrittsfläche  $A_{\text{Eintritt}}$  und die Elementhöhe  $d = 1\text{m}$  verwendet und durch die Anzahl der Rotorpassagen (45) geteilt. Die bezogene Wirbelenergie  $K$  in Formel 2.29 wird auf das Maximum der gemessenen Wirbelenergie für die flache Spitze bezogen und als  $K_{\text{rel}}$  bezeichnet.

$$T_{\text{kin, Eintritt}} = \frac{1}{2 \cdot 45} m c_{\text{Eintritt}}^2 = \frac{1}{2} \varrho_{\text{Eintritt}} A_{\text{Eintritt}} d c_{\text{Eintritt}}^2 \quad (2.27)$$

$$\frac{T_{\text{kin, Eintritt}}}{\varrho_{\text{Eintritt}}} = \frac{1}{2 \cdot 45} A_{\text{Eintritt}} d c_{\text{Eintritt}}^2 \quad (2.28)$$

$$K = \frac{\frac{T_{\text{Wirbel}}}{\varrho_{\text{Wirbel}}}}{\frac{T_{\text{kin, Eintritt}}}{\varrho_{\text{Eintritt}}}} \quad (2.29)$$

Die Angabe der kinetischen Rotationsenergie, die im Folgenden auch als *Wirbelenergie* bezeichnet wird, ist nicht für eine ganzheitliche energetische Betrachtung geeignet. Aus den Messergebnissen sind nicht alle benötigten Geschwindigkeitskomponenten und Drücke bekannt, um eine Gesamtenergie des Wirbels zu berechnen. Somit kann die Wirbelenergie lediglich eine Hilfsgröße sein, die einen Vergleich zweier Konfigurationen untereinander erlaubt. Eine Berechnung der Verluste aus der kinetischen Rotationsenergie ist nicht zielführend und wird nicht durchgeführt. Zusammenfassend werden im Folgenden Wirbelenergie und -fläche als *Wirbelgrößen* bezeichnet.



---

## 3 Prüfstand

Dieses Kapitel beschreibt den Prüfstand und die Beschaukelung, die für die Untersuchung der Auswirkungen der Squealer-Kavität genutzt wurden. Abschließend werden Bemerkungen über den Betriebspunkt der Anlage gegeben.

---

### 3.1 Prüfstands Aufbau

---

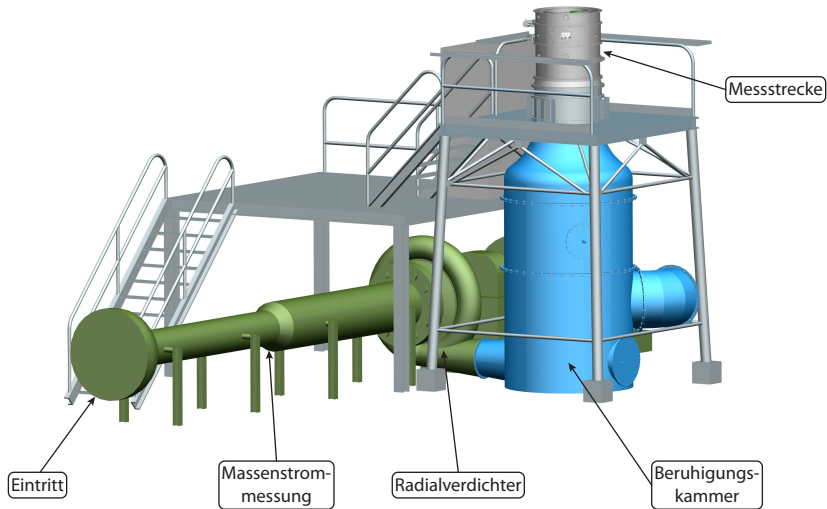
Um die Untersuchung der Schaufelspitzenströmung durchführen zu können, wurde ein vorhandener Turbinenprüfstand modifiziert. Die 1½-stufige Niedermachzahl-Niederdruckturbine, beschrieben von KÖNIG [31] und HEINKE [20], wurde ursprünglich zur Untersuchung des *Clocking*<sup>29</sup> Effekts und der dazugehörigen Grenzschichtausbildung genutzt. Die Modifikationen umfassten einen Austausch der Beschaukelung und der äußeren Gehäuseteile. Zusätzlich wurde die Messtechnik an die neue Beschaukelung und Einbaubedingungen angepasst. Die Luftlieferanlage und die Beruhigungskammer, die in Abbildung 3.1 dargestellt sind, wurden nicht verändert.

Die Strömung wird über eine Ansaugvorrichtung mit Sieb, Gleichrichter und Düse der Massenstrommessstrecke zugeführt. Eine Kammsonde<sup>30</sup> mit 22 Zinken bestimmt das Totaldruckprofil im Kanal. Durch eine Traversierung der Sonde über den Umfang der Massenstrommessstrecke und mit Kenntnis des statischen Drucks und der Temperatur kann der Massenstrom berechnet werden. Vor dem Eintritt in den Verdichter ist ein Drallregler installiert, mit dem eine Feineinstellung des Massenstroms erfolgt. Beim Verdichter handelt es sich um eine Radialmaschine, die von einem Asynchronmotor betrieben wird. Stromab des Verdichters befindet sich die Beruhigungskammer, in der die Strömung in die vertikale Richtung umgelenkt und durch eine Querschnittserweiterung verlangsamt wird. Durch das Passieren von Sieben und Gleichrichtern wird die Strömung vergleichmäßigt. Anschließend tritt die Luft in eine Düse ein und wird in die Turbinenmessstrecke geleitet.

---

<sup>29</sup> Als *Clocking* wird das Verdrehen der Statoren zueinander bezeichnet. Hierbei treffen die Nachläufe der stromauf liegenden Reihen in Umfangsrichtung versetzt auf den folgenden Stator und bewirken unterschiedliche Grenzschichtausbildungen.

<sup>30</sup> Totaldrucksonde mit mehreren Messköpfen.

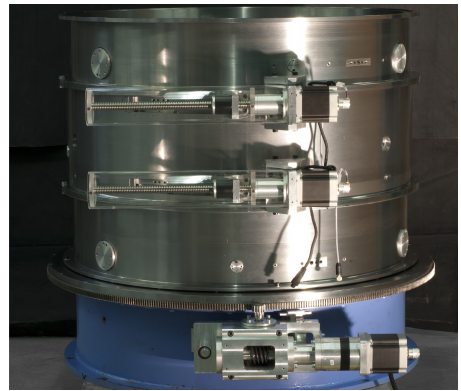
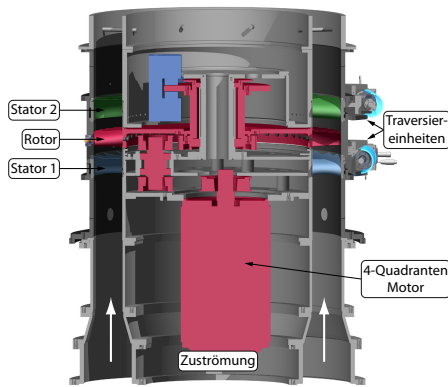


**Abbildung 3.1: Prüfstandaufbau**

Am Eintritt in die Messstrecke werden Totaldruck, statischer Druck und Temperatur bestimmt. Mit Hilfe dieser Messwerte wird der Betriebspunkt der Anlage eingestellt. Der Prüfstand wird im offenen Kreislauf in der Messhalle betrieben, wobei ein Austausch mit der Außenluft über eine Klappe geregelt wird. Die Temperatur in der Messstrecke lag für alle Messungen bei 35 °C mit einer Toleranz von  $\pm 0,2$  °C.

In der Messstrecke wird die Luft in der ersten Statorstufe, dargestellt in Abbildung 3.2<sup>31</sup>, umgelenkt und verdreht abgeströmt. Der nachfolgende Rotor wird durch Strömungsumlenkung und -beschleunigung angetrieben. Die Leistungsabgabe erfolgt über ein zweistufiges Riemengetriebe an einen Asynchronmotor. Der Motor kann als Vier-Quadranten Maschine betrieben werden, sodass ein An- als auch ein Abtrieb des Rotors möglich ist und eine Rückspeisung der elektrischen Leistung in das Stromnetz stattfindet. Die Abdichtung der Messstrecke gegenüber der Umgebung wurde mit einer speziell ausgelegten Teflondichtung bewerkstelligt, Details zum Aufbau sind in Kapitel A.3 zu finden.

<sup>31</sup> Eine vergrößerte Darstellung ist in Abbildung A.12 auf Seite 165 zu finden.



(a) Schnittansicht durch die Messstrecke

(b) Foto des Gehäuses mit Verfahreinheiten

**Abbildung 3.2:** Turbinenmessstrecke

Für Untersuchungen der Schaufelspitzenströmung ist eine präzise Fertigung im Hinblick auf die Toleranzen im Spalt nötig. Nach der Montage der Schaufeln an die Rotorscheibe wurde diese mit der gesamten Lagereinheit auf einer Schleifmaschine montiert und auf den endgültigen Durchmesser geschliffen. So wurde eine Lauftoleranz der Schaufelspitzen von  $\pm 0,02$  mm erreicht, während die Positionsschwankung über alle Rotorscheaufeln in axialer und Umfangsrichtung mit  $\pm 0,1$  mm angegeben werden kann. Die Rundheit des Gehäuses liegt bei  $\pm 0,05$  mm, was insgesamt zu einer Schwankung des Spalts im Betrieb von ca. 7 % der Spalthöhe  $t = 1$  mm führt. Alle Messungen wurden an konkreten Positionen über den Umfang des Gehäuses durchgeführt und die Messstellen so ausgerichtet, dass die Spaltschwankungen bei ca. 5 % der Spalthöhe liegen.

Stromab des Rotors befindet sich die zweite Statorstufe, die ebenfalls eine Umlenkung der Strömung herbeiführt. Vor dem Austritt in die Umgebung passiert die Strömung ein weiteres Sieb, wodurch Schwankungen in der Messhalle nicht in die Messstrecke übertragen werden und eine stabile Strömung in der Turbine ermöglicht wird.

Die Befestigung aller Schaufeln erfolgte über Passstifte und -schrauben. Die Einbringung der notwendigen Bohrungen wurde direkt bei der Fräsbearbeitung der Rohlinge erzeugt und somit eine hohe Positionsgenauigkeit erreicht, die dem üblicherweise verwendeten Fuß mit Schwalbenschwanzprofil überlegen ist. Dies hat

---

einen positiven Effekt auf die Fertigungskosten.

Beide Statorschaufelreihen sind relativ zum Gehäuse verdrehbar ausgeführt, somit verbleibt das Messequipment während der Strömungsfeldvermessung stationär am Gehäuse. Im Fall der PIV-Messungen ist die Stationarität der optischen Komponenten von besonderer Bedeutung, da eine Traversierung zur Lageänderung des Laserlichtschnitts und damit zu Messfehlern führt. Trapezgewindespindeln, die von Schrittmotoren angetrieben werden, übernehmen mit Spindelmuttern aus Kunststoff die Traversieraufgabe. Die Mutter kann an 15 Befestigungspunkten über dem Umfang des Statorrings montiert werden, sodass jede Schaufel an jeder Position über den Ringraum vermessen werden kann. Eine Verstellung um jeweils 2,5 Statorpassagen ist ohne Umbau möglich, wobei die Positioniergenauigkeit bei  $\pm 0,1$  mm liegt, was ca. 0,1 % der Statorschaufelpassage entspricht. Weiterhin sind beide Statoren unabhängig voneinander traversierbar und ermöglichen zukünftige Clocking-Versuche.

Eine weitere Verfahrenseinheit ist am Eintritt der Turbinenmessstrecke montiert, siehe Abbildung 3.2b, und ermöglicht über einen Zahnkranz das Verdrehen des gesamten Gehäuses mitsamt den Statoren. So können alle Messtechnikzugänge am Gehäuse an der gleichen Umfangsposition der Zuströmung genutzt werden.

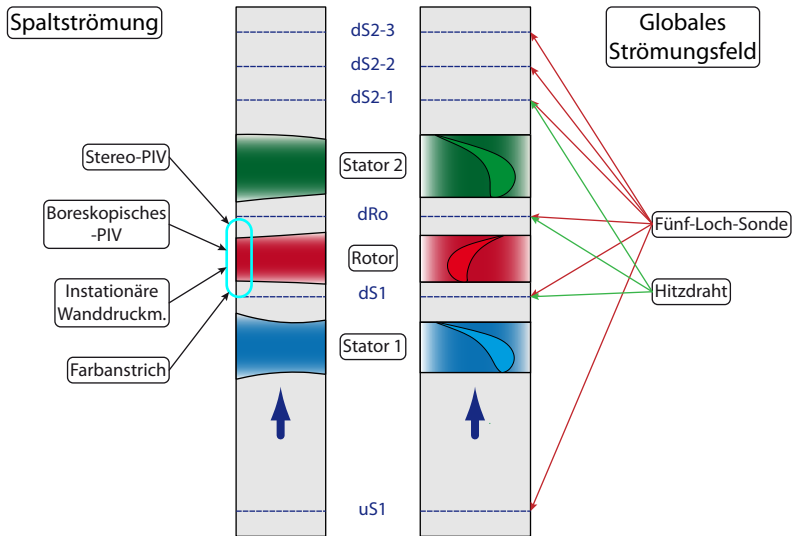
Der Prüfstand verfügt über keine Einrichtung zur Messung des Drehmoments und damit der Leistung der Turbinenstufe, somit kann keine direkte Bestimmung des Wirkungsgrads erfolgen. Eine Verwendung der Totaltemperaturdifferenz über die Beschaufelung wäre möglich, jedoch sind die Temperaturunterschiede<sup>32</sup> zu gering, um eine verlässliche Messung zu erzielen. Lediglich die numerischen Ergebnisse können darüber Informationen liefern.

Über den Umfang des Hauptgehäuses sind die verschiedenen Zugänge für Messtechnik eingebracht. In Abbildung 3.3 ist eine Schnittansicht durch den Prüfstand zu sehen, in der die verschiedenen Messebenen aufgezeigt werden. Die Nomenklatur erfolgt in Abhängigkeit von der Beschaufelung. Die Buchstaben *u* und *d* bezeichnen jeweils *upstream* und *downstream*<sup>33</sup> der genannten Schaufelreihe, die angehängte Zahl die Messebene, sofern an dieser Position mehrere vorhanden sind. So ergibt sich beispielsweise die Bezeichnung *ds2-2*: Eine Messung an der zweiten Ebene stromab Stator 2.

---

<sup>32</sup> Zwischen Ein- und Austritt der Messstrecke beträgt die Temperaturdifferenz ca. 5 °C.

<sup>33</sup> deutsch: *stromauf* und *stromab*

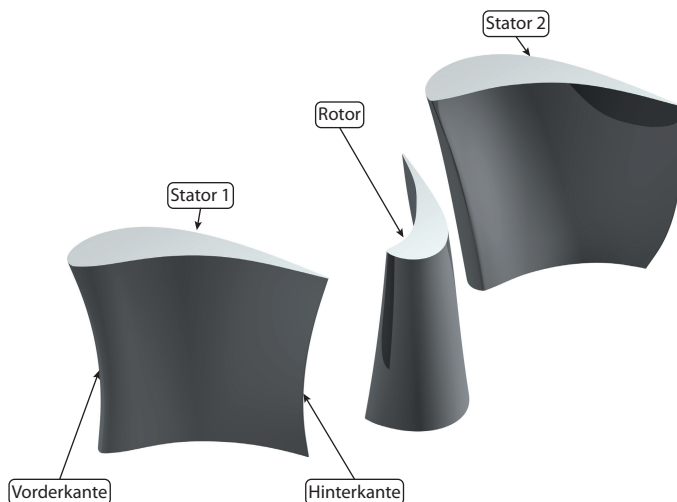


**Abbildung 3.3:** Messebenen mit Bezeichnungen und verwendeter Messtechnik

Insgesamt liegen am Eintritt in die Messstrecke eine Ebene, zwischen jeder Schaufelreihe eine und drei Ebenen in der Abströmung von Stator 2 vor. An jeder Messebene ist ein Sondenzugang für die Fünf-Loch- und Hitzdrahtsonde vorhanden. Zusätzlich befinden sich in Umfangsrichtung im Abstand einer Statorteilung jeweils eine Druckbohrung und im Abstand von zwei Teilungen ein Zugang für ein Widerstandsthermometer. Mit der Temperatur in der Messebene wird die Kompensation der Hitzdrahtdaten und die Bestimmung der Dichte durchgeführt.

Im Bereich des Rotors ist das Gehäuse mit einem Stopfen versehen, der einen Zugang zwischen der Hinterkante von Stator 1 bis zur Vorderkante von Stator 2 ermöglicht. Die Breite der Zugangsöffnung beträgt zwei Statorteilungen. Der Stopfen wurde für die instationären Wanddruckmessungen und den PIV-Aufbau genutzt. Außerdem wurde so eine Zugänglichkeit für das Farbanstrichverfahren ermöglicht.

Um die zeitliche Position der Rotorschaukeln zu erfassen, wurde ein Signalgeber installiert, der einmal pro Umdrehung einen Impuls ausgibt (*Trigger-Signal*) und zur Bestimmung der Drehzahl und des Phasenwinkels bei den Hitzdraht- und



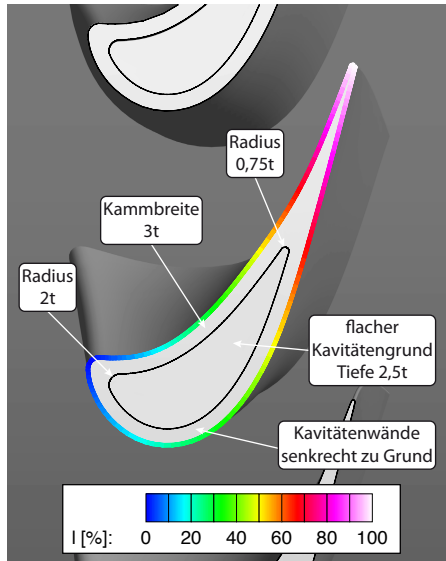
**Abbildung 3.4:** Beschaukelung des Prüfstands

PIV-Messungen verwendet wurde. Die Signalerfassung wurde von einer Gabellichtschranke an einer geschlitzten Scheibe am Turbinenrotor bewerkstelligt.

### 3.2 Beschaukelung und Squealer-Kavität

Die Beschaukelung des Prüfstands wurde, mit Berücksichtigung der Zuströmbedingungen der Versuchsanlage, vom Industriepartner ROLLS-ROYCE DEUTSCHLAND ausgelegt. Das Design ist an eine moderne dreidimensional ausgelegte Hochdruckbeschaukelung angelehnt. Durch die Anpassung an die Bedingungen im Prüfstand, hauptsächlich deutlich geringere Strömungsgeschwindigkeiten, wurden die Profile der Schaufeln von *supersonisch* auf *subsonisch* geändert. Die Reynoldszahl der Rotorschaukel, basierend auf der Sehnenlänge und der Abströmgeschwindigkeit, liegt bei  $Re = 270.000$ . Dieser Wert ist nach HOURMOUZADIS [23] vergleichbar mit der Reynoldszahl in einer Hochdruckturbine eines Triebwerks mittlerer Größe.

In Abbildung 3.4 ist die Beschaukelung der Turbine dargestellt. Stator 1 weist in der Kanalmitte ein verkürztes Profil mit einem erhöhten Umlenkwinkel auf, der eine Umlenkung von ca.  $75^\circ$  aufweist. Der Rotor ist von der Nabe zur Spitze verdreht,



**Abbildung 3.5:** Geometrische Eigenschaften der Squealer-Kavität in Abhängigkeit von der Spalthöhe  $t$  (1 mm) und die Definition der dimensionslosen Profillänge  $l$

um eine inzidenzfreie Anströmung zu erreichen. Der Bereich maximaler Druckdifferenz liegt in der Nähe der Hinterkante, was entscheidend für die Ausprägung der Spaltströmung ist. Die Spitze der Schaufel ist zylindrisch ausgeführt.

Um für die Rotorschaukel realitätsnahe Bedingungen zu schaffen, ist das stromauf wirkende Potenzialfeld des nachfolgenden Stators notwendig. Während der Auslegung wurde eine zweistufige Turbine betrachtet und anschließend auf die zweite Rotorstufe verzichtet. Die Vorderkante des zweiten Stators ist im Gehäusebereich, wo eine Auswirkung der Spaltströmung erwartet wird, für einen geringeren Anströmwinkel ausgelegt. Die Profillänge von Stator 2 ist an der Nabe im Vergleich zum Gehäuse deutlich verkürzt. Zusätzlich wird eine geringere Umlenkung an der Nabe erreicht, um die Anströmung des darauffolgenden Rotors zu verbessern.

Die Squealer-Kavität, die in Abbildung 3.5 dargestellt ist, wurde nach den in Kapitel 2.3 aufgeführten Gestaltungskriterien ausgelegt und alle geometrischen Parameter im Hinblick auf einen möglichen Einsatz in einer realen Turbine ausgewählt. Eine numerische Studie wurde im Vorfeld durchgeführt, um die Auswirkungen auf die Strömung abzuschätzen. Schmalere umlaufende Ränder, auch als Kamm bezeichnet,

würden zwar zu einer verbesserten Effektivität führen, jedoch wäre eine Steigerung der thermischen Belastung die Folge. Eine tiefere Kavität zeigte keine signifikanten Verbesserungen. Die Radien an Vorder- und Hinterkante der Kavität wurden so gewählt, dass eine Fertigung einer realen Schaufel durch einen Gießprozess möglich wäre. Der plane Grund und die zylindrische Form der Radien ermöglichten die Einbringung der Kavität durch die Werkstatt des Fachgebiets<sup>34</sup>. Ein zylindrischer Kavitätengrund hätte eine konstante Kammhöhe bewirkt, die plane Geometrie wurde jedoch so angepasst, dass die Abweichung maximal 8 % der Kammhöhe von einer zylindrischen Form beträgt.

### 3.3 Betriebspunkt

Um die Ergebnisse der Messungen und numerischen Simulationen unter- und miteinander vergleichen zu können, wurden die reduzierten Größen Massenstrom und Drehzahl konstant gehalten. Die Berechnung basiert auf der Anforderung, bei unterschiedlichen Messungen die Machzahlen im Eintritt und die Umfangsmachzahl des Rotors konstant zu halten, siehe BRÄUNLING [11]. Mit den Formeln (3.1) und (3.2), die vereinfacht dargestellt sind, kann der Zustand II auf den Zustand I bezogen werden. Hierzu werden der statische Druck  $p$  und die statische Temperatur  $T$  benötigt. Aufgrund der Temperaturregelung in der Versuchshalle und daraus folgend  $T_I = T_{II}$ , musste die Drehzahl zwischen den Versuchen nicht angepasst werden. Eine Differenz der Eintrittstemperatur zwischen Messung und Simulation, 35 °C bei den Messungen und 40 °C bei der Simulation<sup>35</sup>, erforderten eine Drehzahlanpassung. Der Referenzdruck  $p_{\text{ref}}$  wurde, wie auch der Umgebungsdruck der numerischen Simulation, zu  $p_{\text{ISA}} = 1.013,25 \text{ hPa}$  gesetzt, was der Internationalen Standard Atmosphäre (ISA) entspricht.

$$\dot{m}_{\text{red}} = \dot{m} \frac{p_{\text{ref}}}{p} \sqrt{\frac{T}{T_{\text{ref}}}} \quad \longrightarrow \quad \dot{m}_{II} = \dot{m}_I \frac{p_{II}}{p_I} \sqrt{\frac{T_I}{T_{II}}} \quad (3.1)$$

$$n_{\text{red}} = n \sqrt{\frac{T_{\text{ref}}}{T}} \quad \longrightarrow \quad n_{II} = n_I \sqrt{\frac{T_{II}}{T_I}} \quad (3.2)$$

<sup>34</sup> Die fachgebietseigene Werkstatt verfügt über eine moderne Drei-Achs-Fräsmaschine. Eine komplexere Geometrie hätte eine auswärtige Fertigung erforderlich gemacht.

<sup>35</sup> Die Simulationen wurden zeitlich vor den Messungen durchgeführt. Eine Eintrittstemperatur von 40 °C hätte im Versuch erst nach einer unvermeidbaren Vorwärmzeit erreicht werden können, sodass eine Reduzierung der Eintrittstemperatur nötig wurde.



Mit einer konstanten Temperatur vereinfachen sich die Betrachtungen des reduzierten Massenstroms soweit, dass die Eintrittsgeschwindigkeit in die Messtrecke konstant bleiben muss. Die Erfassung der Geschwindigkeit wurde über eine Messung des Total- und statischen Drucks sowie der Temperatur stromauf der Beschaukelung bewerkstelligt. Eine Zusammenfassung der Prüfstandsparameter ist in Tabelle 3.1 zu finden.

***Tabelle 3.1: Prüfstandsparameter***

|   |              |       |
|---|--------------|-------|
| Gehäusedurchmesser $\varnothing_{\text{Gehäuse}}$ | 881          | mm    |
| Nabendurchmesser $\varnothing_{\text{Nabe}}$      | 677,5        | mm    |
| Bezogener Massenstrom $\dot{m}_{\text{red}}$      | 6,116        | kg/s  |
| Eintrittstemperatur $T_{\text{Eintritt}}$         | 313,15       | K     |
| Schaufelzahlen (Stator 1 - Rotor - Stator 2)      | 30 - 45 - 30 |       |
| Spalthöhe $t$                                     | 1            | mm    |
| Reynoldszahl am Rotor $Re_{\text{Rotor}}$         | 270.000      |       |
| Drehzahl $n$                                      | 1.250        | 1/min |



---

## 4 Messtechnik

Im folgenden Kapitel werden die verwendeten Messtechniken und deren Einsatz im Prüfstand beschrieben. Es wurden Richtungs- und Geschwindigkeitsmessungen mit pneumatischen Fünf-Loch-Sonden und einem Zwei-Komponenten Hitzdrahtsystem durchgeführt. Weiterhin sind Wanddruckdaten im Relativsystem des Rotors durch instationäre Messungen am Gehäuse vorhanden. Die Verwendung eines Particle-Image-Velocimetry Systems ermöglicht Geschwindigkeitsmessungen in der Rotorpassage. Zwei verschiedene Aufbauten, stereoskopisch und boreskopisch, bringen unterschiedliche Einblicke in die Interaktion zwischen Spalt- und Passagenströmung. Die Farbanstrichversuche auf der Rotorspitze erlauben eine Abschätzung der Strömung im Spalt. Abschließend werden die Messunsicherheiten der einzelnen Prinzipien nach Möglichkeit abgeschätzt.

Zusätzlich zur genannten Instrumentierung wird der Betriebspunkt über die Messung der Eintrittsbedingungen der Messstrecke bestimmt. Hierzu wurde der Totaldruck durch eine *Pitot*-Sonde<sup>36</sup> in der Kanalmitte, der statische Druck über zwei Wanddruckbohrungen und die Temperatur über ein Widerstandsthermometer gemessen.

---

### 4.1 Pneumatische Richtungsmessung mittels Fünf-Loch-Sonde

---

Zur Bestimmung der stationären Strömungsgeschwindigkeit und -richtung hat sich in den Anfängen der Strömungsmesstechnik der Einsatz pneumatischer Sonden etabliert. Die einfache *Pitot*-Sonde dient der Bestimmung des Totaldrucks. Durch die Anordnung mehrerer Druckmessbohrungen an einem, in Abbildung 4.1 dargestellten, konisch geformten Sondenkopf kommt es durch eine Umströmung zu einer Druckverteilung auf der Oberfläche und abweichenden Druckwerten in den Bohrungen.

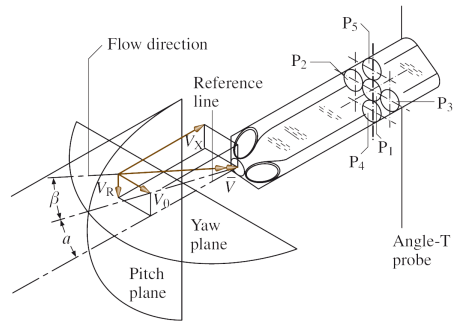
Über eine Kalibration, die alle erwarteten Geschwindigkeiten und Winkel umfassen sollte, können Polynome bestimmt werden, die eine Aussage über den statischen

---

<sup>36</sup> Eine *Pitot*-Sonde ist ein in Strömungsrichtung gebogenes Röhrchen, in dem die Strömung zur Ruhe gebracht wird. Eine Messung des Röhrchendrucks ergibt somit den Totaldruck.



(a) Foto der Sonde



(b) Prinzipbild eine Fünf-Loch-Sonde, aus TROPEA et al. [78]

**Abbildung 4.1:** Details der Fünf-Loch-Sonde

Druck, Totaldruck und die Strömungswinkel treffen können. Die Anzahl der Bohrungen kann variiert werden, da eine größere Anzahl eine höhere Genauigkeit und einen größeren messbaren Winkelbereich bewirkt. Jedoch nimmt mit jeder Bohrung die Größe des Sondenkopfs zu und damit auch die Beeinflussung der Strömung durch eine Blockage, die durch Sondenkopf und -schaft verursacht wird.

Ab fünf Bohrungen können Totaldruck und statischer Druck sowie die beiden Raumwinkel bestimmt werden. So lassen sich der Umfangswinkel  $\Theta$ , der Radialwinkel  $\rho$  und die Machzahl  $Ma$  im Ringraum bestimmen. Es sind verschiedene Sondenhalsformen möglich, wobei für die vorliegenden Untersuchungen eine Kobra-Form verwendet wurde. Der Vorteil dieser Form ist die zur Sondenschaftachse stationäre Position des Sondenkopfs. Die verwendete Sonde hatte einen Kopfdurchmesser von 1,5 mm und wurde durch eine Bohrung im Gehäuse in den Ringraum eingeführt. Die Bewegung der Sonde in radialer Richtung zur Turbinenachse und die Rotation um die Sondenachse wurden durch eine Sondentraversiereinheit ermöglicht.

Ein Nachteil der pneumatischen Richtungsmessung ist die Bestimmung von Geschwindigkeiten unter instationären Bedingungen. Pulsierende Strömungen mit wechselnden Anströmrichtungen bewirken instationäre Ablösungen in den Bohrungen und am Sondenkopf. Die Ablösungen haben dämpfende oder verstärkende Eigenschaften und können somit das Messergebnis deutlich verfälschen. Eine Möglichkeit, diese Problematik zu umgehen, wäre eine Kalibration mit verschiedenen

---

Turbulenzgraden, Anströmwinkel- und Geschwindigkeitsschwankungen. Zusätzlich müssten die Schwankungsbreiten der Anströmung bekannt sein, was einen ungerechtfertigt hohen Aufwand bedeuten würde.

Vergleiche zwischen Messung und numerischer Simulation zeigen eine sehr gute Übereinstimmung in Strömungsgebieten mit hoher und niedriger Instationarität<sup>37</sup> und rechtfertigen den Einsatz im vorgestellten Prüfstand. Bei der exakten Bewertung der Ergebnisse sollte der Einfluss der Turbulenz jedoch nicht außer Acht gelassen werden. Die instationäre Hitzdrahtmessung bietet Informationen über die Schwankungsbreite der Geschwindigkeit und wird im folgenden Kapitel näher beschrieben.

Bei Messungen in Gehäusenähe entsteht aufgrund des dünnen Sondenhalbes eine Kavität. Diese ermöglicht der Strömung eine Ausweichbewegung in radialer Richtung und somit die Messung von Radialwinkeln, die ohne Kavität nicht im Kanal vorkommen würden.

Aufgrund der Entfernung zwischen Druckbohrung und Messstelle, die meist mehrere Meter beträgt und durch Rohre und Schläuche überwunden wird, sind keine instationären Informationen über die Strömung verfügbar. Das Übertragungsverhalten des Volumens hat einen Tiefpass-Charakter. Es bestehen zwar Sondenausführungen mit integrierten Miniaturdruckaufnehmern, jedoch sind die Integration der Sensoren in die Sonde und die geringeren Druckempfindlichkeiten, und damit niedrige Empfindlichkeit bei geringen Geschwindigkeiten, für den Einsatz an diesem Prüfstand nicht zielführend. Instationäre Ergebnisse werden mit Hilfe der Hitzdrahtanemometrie verfügbar, siehe Kapitel 4.2.

Bei einer Anströmung der Sonde in Richtung der Kopfachse, siehe Abbildung 4.1a, wird die höchste Winkelempfindlichkeit der Sonde erreicht. Alle Bohrungen sind mit geringen Winkeln zur Strömung ausgerichtet und reagieren auf Winkeländerungen mit vergleichbarer Druckänderung. Bei großen Winkeln, über ca. 30°, sind die Strömungen am Sondenkopf bereits abgelöst und weitere Winkeländerungen bewirken nur geringe Veränderungen der Drucks. Ab ca. 40° sind Winkelunterschiede nicht mehr messbar.

Eine Ausrichtung der Sonde in Hauptströmungsrichtung ist somit anzustreben. Während der Messungen wurden alle Sondendrucke ausgewertet und die Geschwindigkeiten und Winkel bestimmt. Somit konnte eine Sondennachführung programmiert werden, die Abweichungen des Umfangswinkels  $\Theta$  über ein ge-

---

<sup>37</sup> Diese Ergebnisse werden in Kapitel 6.1 vorgestellt.

---

wünschtes Maß hinaus<sup>38</sup> zu einer Drehung der Sonde um die Schaftachse veranlasst und in der ausgerichteten Position eine erneute Messung durchführt. Die Sonde wurde zunächst radial im Ringraum traversiert und anschließend der Stator um einen Schritt in Umfangsrichtung verfahren. Variationen der Strömungsgrößen traten überwiegend in radialer Richtung auf, sodass die Werte der Strömungsrichtung aus der vorhergehenden radialen Traverse für die darauffolgende direkt angefahren wurden. So konnte der Anströmwinkel der Sonde in Umfangsrichtung für alle Messungen unter  $2^\circ$  gehalten werden. Detailliertere Informationen bezüglich der pneumatischen Richtungsmessung finden sich bei TROPEA *et al.* [78] und NITSCHKE & BRUNN [51].

Die Anzahl der Messpunkte in Umfangsrichtung beträgt 25 pro Statorpassage, während für alle Messungen der Fünf-Loch-Sonde zwei Passagen vermessen wurden. In radialer Richtung wurden für die Vermessung der Rotorabströmung in Messebene *dRo* 42 Messpunkte verwendet, die auf die Strömung angepasst und nicht äquidistant verteilt wurden<sup>39</sup>. Für alle verbliebenen Messebenen wurden je 29 Messpunkte angefahren. Diese Werte gelten ebenfalls für die im folgenden Kapitel vorgestellten Hitzdrahtmessungen.

---

## 4.2 Instationäre Geschwindigkeitsmessung mittels Hitzdrahtanemometrie

---

Eine Möglichkeit, instationäre Geschwindigkeiten und deren Richtung zu bestimmen, ist die Hitzdrahtanemometrie (HDA). Ein sehr dünner Draht<sup>40</sup> wird von elektrischem Strom durchflossen und so auf eine voreingestellte Temperatur erwärmt. Der Draht ist mit einer Brückenschaltung verbunden und der Widerstand des Drahts ist zu jedem Zeitpunkt bekannt. Das physikalische Prinzip der Messung basiert auf dem Wärmeübergang vom Draht zur Strömung. In Formel (4.1) ist der Zusammenhang zwischen der Spannung  $U$ , dem elektrischen Widerstand des Drahts  $R$ , der Fläche des Drahts  $A_{\text{Draht}}$ , dem Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha$ , den

---

<sup>38</sup> Während der Messungen wurde dieser Wert auf  $5^\circ$  gesetzt.

<sup>39</sup> Abbildung 6.3 auf Seite 84 zeigt die Verteilung der Messpunkte im Kanal.

<sup>40</sup> Hier wurde eine Sonde mit einem Draht aus Wolfram mit einem Durchmesser von  $5\ \mu\text{m}$  verwendet.

---

Temperaturen des Drahts  $T_{\text{Draht}}$  und der Strömung  $T_{\text{Strömung}}$  dargestellt. In BRUUN [13] ist eine umfangreiche Zusammenfassung des Messprinzips zu finden.

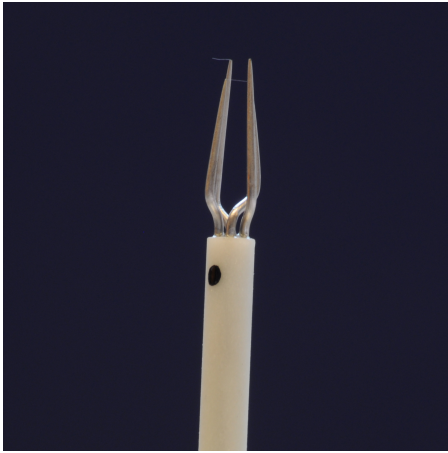
$$\frac{U^2}{R} = A_{\text{Draht}} \alpha (T_{\text{Draht}} - T_{\text{Strömung}}) \quad (4.1)$$

Eine Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit bewirkt eine Erhöhung des Wärmeübergangs und eine Absenkung des Widerstands. Durch eine elektrische Kompensationsschaltung wird die Spannung und damit der Strom erhöht, bis der Widerstand den ursprünglichen Wert erreicht hat. Aufgrund der geringen Masse und Wärmekapazität des Drahts können in speziellen Aufbauten Frequenzen bis 250 kHz erfasst werden. Eine Bestimmung der Strömungsrichtung ist mit einem Draht nicht möglich, verschiedene Anströmrichtungen haben jedoch unterschiedliche Auswirkungen auf den Wärmeübergang. So hat eine Anströmung in Richtung der Drahtachse einen geringeren Einfluss auf den Wärmeübergang als senkrecht zum Draht. Weiterhin sind die Sondenzinken, zwischen denen der Draht befestigt ist, ebenfalls der Strömung ausgesetzt und bewirken eine Erhöhung des Wärmeübergangs. Die Zusammenhänge zwischen Geschwindigkeit und Spannung werden durch eine Kalibration bestimmt und über ein Polynom angenähert.

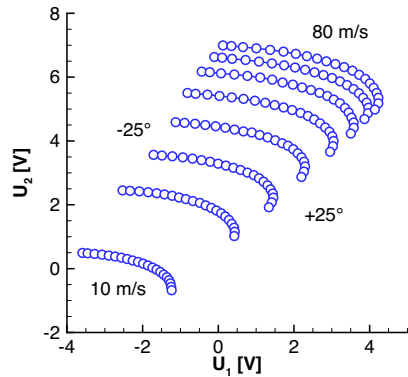
Wie bei Messgeräten üblich, wird der verwendete Strom über eine Schaltung als verstärkte Spannung ausgegeben, die im Bereich  $\pm 10 \text{ V}$  liegt und mit einem Analog/Digital Wandler erfasst wird.

Wie aus dem Messprinzip und den Zusammenhängen in Formel (4.1) ersichtlich wird, hat die Strömungstemperatur einen großen Einfluss auf das Messergebnis. So kann eine Abkühlung des Drahts einerseits durch die Strömungsgeschwindigkeit und andererseits durch die Veränderung der Strömungstemperatur erfolgen. Zur Kompensation des Temperatureinflusses werden entsprechende Sonden mit integrierter Temperaturmessung oder separatem Widerstandsthermometer genutzt und durch die Anwendung einer Spannungskorrektur berücksichtigt.

Durch den Einsatz mehrerer nicht parallel orientierter Drähte kann neben der Geschwindigkeit auch die Strömungsrichtung erfasst werden. In der vorliegenden Untersuchung wurde eine Kreuzdrahtsonde eingesetzt, die die Strömungsgeschwindigkeiten in einer Ebene senkrecht zur Sondenachse erfassen konnte, siehe Abbildung 4.2. Somit können Geschwindigkeit und Umfangswinkel der Strömung in der Turbine bestimmt werden. Eine Erfassung des radialen Winkels konnte nicht erfolgen, da Geschwindigkeitskomponenten in diese Richtung beide Drähte gleichförmig beeinflussten und somit als Absolutgeschwindigkeit erfasst wurden.



(a) Foto der Zwei-Komponenten-Hitzdrahtsonde



(b) Kalibrationsfeld der Kreuzdrahtsonde

**Abbildung 4.2:** Hitzdrahtsonde DANTEC 55P62

Die nötige Winkel- und Geschwindigkeitskalibration wurde im Prüfstand durchgeführt, sodass lediglich geringe Temperaturdifferenzen zwischen Messung und Kalibration auftraten. Stromab Stator 1 wurde die Strömung in der Kanalmitte mittels der Fünf-Loch-Sonde bei verschiedenen Massenströmen vermessen und die notwendige Zuordnung zwischen Gesamtmassenstrom und Strömungsgeschwindigkeit erstellt. Eine geeignete Umfangsposition mit geringen Variationen der Geschwindigkeit und der Strömungswinkel wurde ausgewählt und die Hitzdrahtsonde dort positioniert. Nach dem Erreichen der gewünschten Anströmgeschwindigkeiten wurde die Sonde verdreht und so die Winkelkalibration durchgeführt. Polynome 6. Grades wurden aus allen Geschwindigkeits- und Winkelwerten berechnet, während ein Überspringen der Polynome für jede Messung überprüft und ausgeschlossen wurde. Die Kalibration wurde für jeden Messtag durchgeführt und somit eine hohe Zuverlässigkeit sichergestellt.

Die Messwerte wurden während des Betriebs ausgewertet und eine Sondennachführung, analog zur Fünf-Loch-Sonde, durchgeführt. Die großen zeitlichen und räumlichen Winkelvariationen stromab des Rotors machen die Nachführung der Sonde notwendig. Trotz der Ausrichtung der Sonde auf den mittleren Anströmwinkel konnten nicht alle Strömungswinkel zuverlässig erfasst werden.



Der verwendete Sondentyp 55P62 des Herstellers DANTEC erlaubt einen Winkelunabhängigkeitsbereich von ca.  $\pm 25^\circ$ . In Gehäusenähe stromab des Rotors wurde dieser Bereich aufgrund der Winkelschwankungen des Spaltwirbels überschritten und wirkte sich negativ auf die Verwendbarkeit der gemessenen Umfangswinkel und Schwankungsbreiten der Größen aus. Zusätzlich wurde die rotorrelative Geschwindigkeit mit dem Abströmwinkel berechnet, konnte jedoch für den Bereich des Spaltwirbels nicht korrekt bestimmt werden, was sich durch unstetige Übergänge der Ergebniswerte äußert. Absolute Geschwindigkeitswerte sind davon nur marginal betroffen, da ein Winkleinfluss auf diesen Messwert durch die Symmetrie des Sondenkopfes nur begrenzt vorhanden ist, siehe WARTZEK [81].

Es wurden 100 Umdrehungen des Rotors gemeinsam mit dem Triggersignal erfasst und eine Ensemble-Mittelung<sup>41</sup> durchgeführt. Um eine ausreichende Anzahl an Messwerten für die Mittelung zu erhalten, ohne die Messzeit zu verlängern, wurde der Rotor in acht Abschnitte mit jeweils fünf Schaufeln aufgeteilt, sodass ca. 800 Messreihen pro Messpunkt zur Verfügung standen. Eine Überprüfung der gemittelten Werte für identische Schaufeln ergab keine signifikanten Unterschiede und legitimierte das vorgestellte Vorgehen.

Die gezeigten Schwankungswerte wurden als Standardabweichung  $\sigma$  nach Formel (4.2) berechnet, wobei die Anzahl der Messwerte  $n$ , der Messwertfolge  $x_i$  und Mittelwert über alle Messwerte<sup>42</sup>  $\bar{x}$  benötigt werden. Üblicherweise werden Schwankungsbreiten als relative Größe  $\sigma_{\text{rel},x} = \sigma_x / \bar{x}$  dargestellt.

$$\sigma_x = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \quad (4.2)$$

Die Anzahl der Messpunkte pro Ebene wurde analog zur Fünf-Loch-Sonde gewählt und ist in Kapitel 4.1 zu finden. Jedoch wurde lediglich eine Statorpassage vermessen, die dargestellten stationären Messwerte werden aus Gründen der besseren Darstellung in Umfangsrichtung verdoppelt.

Eine Anströmung senkrecht zur Sondenachse führt zu einer Schwingung der Haltezinken und des Drahts. Die Eigenfrequenzen liegen bei 12 kHz und 14 kHz und

<sup>41</sup> Bei der Anwendung einer Ensemble-Mittelung werden die Ergebnisse in Bezug zu einem zeitlich festgelegten Ereignis gemittelt. In diesem Fall wurde das Triggersignal der Rotorwelle genutzt und hierdurch die Mittel- und Schwankungswerte in Relation zum Phasenwinkel des Rotors bestimmt.

<sup>42</sup> Der verwendete Mittelwert wird arithmetisch nach  $\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i$  bestimmt.

---

führen bei den Standardabweichungen zu erhöhten Werten, was eine Tiefpassfilterung mit einer Frequenz von 10 kHz nötig gemacht hat.

---

### 4.3 Instationäre Wanddruckmessung

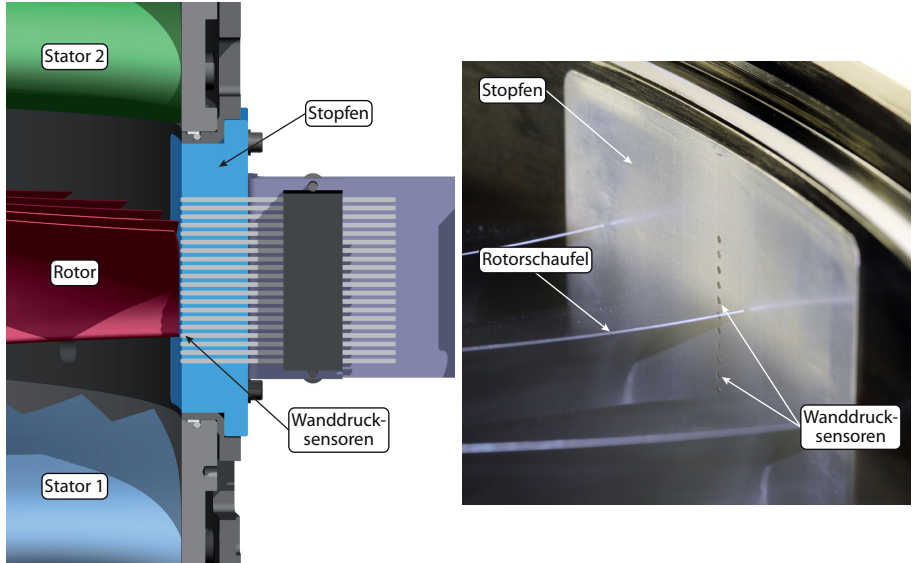
---

Die Bestimmung des Gehäusewanddrucks im Bereich des Rotors wird durch eine Reihe miniaturisierter Druckaufnehmer realisiert. Eine instationäre Messwerterfassung ist nötig, um eine Darstellung im Bezugssystem des Rotors zu ermöglichen. Es wurden 20 piezoresistive Relativdrucksensoren vom Typ XCS-062 der Firma KULITE mit einem Durchmesser von 1,7 mm und einem Druckmessbereich von  $\pm 35$  kPa gegenüber dem Umgebungsdruck verwendet. Die Funktionsweise des Sensors beruht auf der Oberflächenveränderung einer Membran, die von einem Dehnmessstreifen und einer angeschlossenen Brückenschaltung erfasst wird. Über eine Kalibration mit den erwarteten Druckwerten und einer linearen Interpolation des Übertragungsverhaltens werden die Spannungswerte ausgewertet, die mit einem Analog/Digital-Wandler MX.4730 der Firma SPEKTRUM erfasst wurden.

Die erste Sondenposition lag 0,18 axiale Sehnenlängen der Rotorspitze stromauf der Vorderkante und die letzte 0,25 Sehnenlängen stromab der Hinterkante. Die Position der Sensoren im Stopfen, dargestellt in Abbildung 4.3, wurde so festgelegt, dass eine Drehung des Stopfens um  $180^\circ$  die Druckaufnehmer eine halbe Sensorteilung versetzt positioniert. Dies ermöglichte eine annähernde Verdopplung der Messauflösung in axialer Richtung, unter der Voraussetzung, dass lediglich eine passagenperiodische Strömung herrscht und keine transienten Effekte auftreten. Die räumliche Auflösung im Relativsystem betrug 3,6 % der axialen Sehnenlänge.

In einer Vorversuchsreihe wurde ermittelt, dass die durchgeführte Erfassung mit 100 kHz keine Unterschiede zu der maximalen Abtastfrequenz mit 500 kHz zeigte. Somit konnte die zu verarbeitende Datenmenge deutlich reduziert werden. Aus der Abtastrate und Drehzahl ergeben sich jeweils 106 Werte pro Rotorpassage. Es wurden 24 verschiedene Stator-Rotor Relativpositionen vermessen und so eine zweidimensionale Darstellung des Wanddrucks ermöglicht. Weitere Informationen zum Messverfahren und zur Auswertung sind in WARTZEK [81] und BIELA *et al.* [4] zu finden.

Um die Interpretation der Resultate zu vereinfachen, wurde das Darstellungsgitter an die Kontur der Druckseite des Rotors angepasst. Details zum Vorgehen sind in Kapitel A.5 zu finden.



(a) Schnitt durch das Turbinengehäuse und den Stopfen

(b) Foto der Innenseite des Stopfens

**Abbildung 4.3:** Aufbau der instationären Wanddruckmessung

Wie in der Auswertung von Druckwerten üblich, werden die Ergebnisse als dimensionsloser Druckkoeffizient  $c_p$  dargestellt. Gemäß Formel (4.3) wird dabei die Differenz zwischen statischem Wanddruck  $p_{\text{stat}}$  und statischen Druck am Eintritt der Rotorscheufelreihe  $p_{\text{stat,In}}$  auf den dynamischen Druck am Eintritt in die Messstrecke  $p_{\text{dyn,In}}$  bezogen. Der Eintrittstotaldruck wird stromauf Stator 1 bestimmt, der geringe Totaldruckverlust der ersten Statorreihe wird dabei vernachlässigt<sup>43</sup>, während der statische Druck  $p_{s,\text{In}}$  an Wanddruckbohrungen stromauf des Rotors gemessen wird. Die Ergebnisse der numerischen Simulation werden auf identische Weise berechnet.

$$c_p = \frac{p_{\text{stat}} - p_{\text{stat,In}}}{p_{\text{dyn,In}}} = \frac{p_{\text{stat}} - p_{\text{stat,In}}}{p_{\text{tot,In}} - p_{\text{stat,In}}} \quad (4.3)$$

<sup>43</sup> Die numerische Simulation zeigt einen Totaldruckverlust über Stator 1 von ca. 170 Pa, was im Vergleich zum dynamischen Druck von 3.300 Pa einem Anteil von 5 % entspricht. Dieser Umstand führt lediglich zu einer Verschiebung des mittleren Werts von  $c_p$  und hat keine Auswirkung auf die Vergleichbarkeit der Ergebnisse.

---

Durch das niedrige Druckverhältnis über die Turbine wurden lediglich geringe Druckdifferenzen über den Umfang des Gehäuses festgestellt. Teilweise liegen die Druckwerte in der Nähe der Messauflösung der Sensoren. Durch Fertigungstoleranzen der Membran sind die gemessenen Druckwerte einiger Sensoren großen Abweichungen unterworfen, was einen Teil der Ergebnisse unbrauchbar gemacht hat. Die alternative Position des Stopfens, und damit die annähernd verdoppelte Auflösung, hat jedoch zu einer ausreichend hohen räumlichen Auflösung geführt. Der maximale räumliche Abstand der Messstellen beträgt ca. 7 % der axialen Sehnenlänge.

---

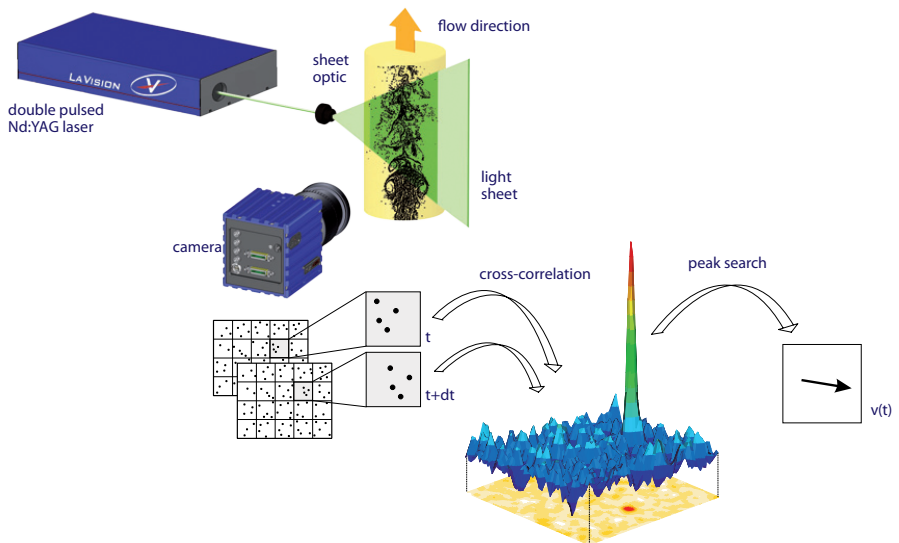
#### 4.4 Particle-Image-Velocimetry

---

In den letzten Jahrzehnten haben bildgebende und laserbasierte Strömungsmessverfahren an Bedeutung gewonnen. Hierzu zählen vor allem die Laser-Doppler-Anemometrie und die Particle-Image-Velocimetry (PIV). Die Vorteile sind die geringe Beeinflussung der Strömung und das hohe zeitliche wie räumliche Auflösungsvermögen. Für die hier vorgestellten Messungen wurden ein boreskopischer und ein stereoskopischer PIV-Aufbau genutzt. Zunächst wird das generelle Verfahren erläutert und anschließend die Besonderheiten der genutzten Aufbauten aufgezeigt.

Die PIV-Messmethode nutzt die zeitliche Verschiebung von Partikeln, die als *Seeding* bezeichnet werden, in einer Strömung, um die Geschwindigkeit zu bestimmen. Hierzu wird eine Lichtquelle zu einem planaren Lichtschnitt gebündelt und, wie in Abbildung 4.4 dargestellt, die Strömung beleuchtet. Dies geschieht zu zwei Zeitpunkten, getrennt durch die zeitliche Differenz  $\Delta t$ . Die beleuchteten Partikel werden mit einer Kamera aufgezeichnet, welche sich in einem Winkel von  $90^\circ$  zum Lichtschnitt befindet. Der Winkel stellt den Kompromiss aus perspektivischen Gesichtspunkten und der Streuung der Seeding-Partikel dar.

Es können verschiedene Aufnahmemodi angewendet werden, jedoch ist nach aktuellem Stand der Technik nur der *double-shot single-exposure* Modus von Bedeutung. Hierbei werden beide Laserpulse durch zwei getrennte Bilder aufgezeichnet, sogenannte *Doppelbilder*. Mit Hilfe der *Kreuzkorrelation* wird die Verschiebung der Partikelbilder berechnet und mittels einer Koordinatentransformation des Kamerabildes in die reale Bewegung der Partikel umgerechnet. Somit kann die Geschwindigkeit der Partikel und damit der Strömung bestimmt werden. Eine vollständige Darstellung des Messverfahrens ist bei RAFFEL *et al.* [58] zu finden.



**Abbildung 4.4:** Prinzip der PIV-Messungen, LAVISION GMBH

An die Lichtquelle werden besondere Anforderungen gestellt. Die Beleuchtung darf nur über einen kurzen Zeitraum erfolgen, da eine Bewegung des Partikels während der Aufnahme zu einer verschmierten Darstellung führen würde. Weiterhin sollte der Lichtschnitt eine hohe Helligkeit aufweisen, eine Anforderung, die durch die kurze Beleuchtungszeit an Bedeutung gewinnt. Die Einstellung des Zeitabstandes  $\Delta t$  muss variabel erfolgen, um hohe und niedrige Geschwindigkeiten gleichermaßen auflösen zu können. Die aufgezählten Anforderungen werden von einem speziellen Aufbau eines gepulsten Festkörperlasers erfüllt. Üblicherweise werden Doppelpuls-laser verwendet, da diese aus zwei getrennt operierenden Kavitäten bestehen und somit optimal an das benötigte  $\Delta t$  anpassbar sind.

Weit verbreitet sind Laser mit frequenzverdoppelten Nd:YAG-Stäben<sup>44</sup>. Diese weisen Pulse von ca. 5 ns Dauer auf und sind auch für Hochgeschwindigkeitsströmungen geeignet. Die emittierte Strahlung hat eine Wellenlänge um 532 nm, was grünem Licht entspricht und befinden sich damit in einem Bereich, in dem die Kameras eine hohe Empfindlichkeit aufweisen.

<sup>44</sup> Mit Neodym dotierter Yttrium-Aluminium-Granat-Kristall.

---

Der hier verwendete Laser NANO L 200-15 PIV von LITRON LASERS hat eine Pulsenergie von maximal 200 mJ und ist durch einen optischen Abschwächer stufenlos regelbar. Die Pulsfolgefrequenz beträgt 15 Hz. Die Strahlen werden innerhalb des Lasergehäuses überlagert, was sicherstellt, dass die Lichtschnitte den identischen Bereich der Strömung beleuchten. In der Lichtschnittoptik wird mittels eines Linsenaufbaus, ähnlich einem umgekehrten Teleskop mit anschließender Zylinderlinse, der Strahl in der Ebene des Schnitts aufgeweitet und senkrecht dazu fokussiert. So wird eine geringe Schnittdicke erreicht, anderenfalls kann es zu einer Überlagerung verschiedener Strömungsrichtungen kommen und eine eindeutige Bestimmung der Partikelbewegung erschweren. Der Strahl wird zwischen Laser und Lichtschnittoptik in einem *Laserarm* geführt, was die Positionierung der Schnittoptik unabhängig vom Aufstellort des Lasers zulässt.

Die Aufnahme des Lichtschnitts wird mit Digitalkameras durchgeführt. Hierbei sind geringe Zeiten zwischen den Doppelbildern notwendig. Ebenso ist eine hohe Empfindlichkeit und eine hohe Auflösung von Vorteil. Die verwendeten Kameras PCO.1600 von PCO besitzen einen CCD-Sensor<sup>45</sup> mit einer Auflösung von  $1.600 \times 1.200$  Bildpunkten und einem kombinierten Aufnahme- und Speicherregister, wodurch das minimale  $\Delta t$  ca. 150 ns beträgt.

Bei den Seeding-Partikeln handelt es sich um ein Di-Ethyl-Hexyl-Sebacat (DEHS) Aerosol, das durch den PIVPART40 Generator von PIVTEC nach *Laskin* erzeugt wird. Der mittlere Durchmesser des Aerosols beträgt ca. 1  $\mu\text{m}$ . Es wird lediglich ein Bereich weniger Stromlinien mit Seeding versetzt und nicht der gesamte Massenstrom der Turbine. Die Partikel werden durch eine Lanze stromauf des Gleichrichters in der Beruhigungskammer eingebracht. Die Lage der Lanze kann angepasst werden, um das Messvolumen mit einer ausreichenden Partikelmenge zu versehen.

Um die Einkopplung des Lichtschnitts in schwer zugängliche Bereiche zu ermöglichen, wurden miniaturisierte endoskopische Lichtschnittsonden<sup>46</sup> entwickelt. Der Aufbau ist der Standard-Lichtschnittoptik ähnlich, jedoch wird der Strahl im Durchmesser stark reduziert und anschließend durch ein Rohrelement geführt. Kurz vor dem Austritt aus der Sonde passiert der Strahl die Zylinderlinse und wird aufgeweitet. Nach Bedarf kann nach der Zylinderlinse ein Spiegel oder Prisma installiert

---

<sup>45</sup> Charge-coupled Device bezeichnet einen Sensortyp mit einem einzelnen Ausleseregister, siehe RAFFEL *et al.* [58].

<sup>46</sup> Die Bezeichnung *endoskopisch* kann bei der vorliegenden Sonde irreführend sein, da es sich nicht um eine flexible Sonde handelt und Länge sowie Richtung starr sind.

---

werden, sodass der Lichtschnitt senkrecht zur Sondenachse aufgespannt wird, wie von BRANDSTETTER *et al.* [9, 10] beschrieben.

Um die außenliegenden optischen Elemente vor einer Anlagerung von Seeding-Partikeln zu schützen, werden die endoskopischen Lichtschnittoptiken häufig mit einer Spüleinrichtung versehen. Gereinigte Druckluft strömt während der gesamten Messung an den Optiken vorbei und anschließend in die Hauptströmung. Der Druck in der Sonde wird so gewählt, dass ein Austreten der Spülluft gewährleistet ist, jedoch nicht in das Messvolumen vordringt, was zu einer Erhöhung des Messfehlers führen würde. Eine Anlagerung von Partikeln kann zu einer Verschmutzung und damit zu einem hohen Reinigungsbedarf führen, des Weiteren kann durch die hohe Leistung des Lasers eine starke lokale Erwärmung der Komponenten hervorgerufen werden, die zur Zerstörung der Optiken führen kann.

#### 4.4.1 Boreskopisches PIV

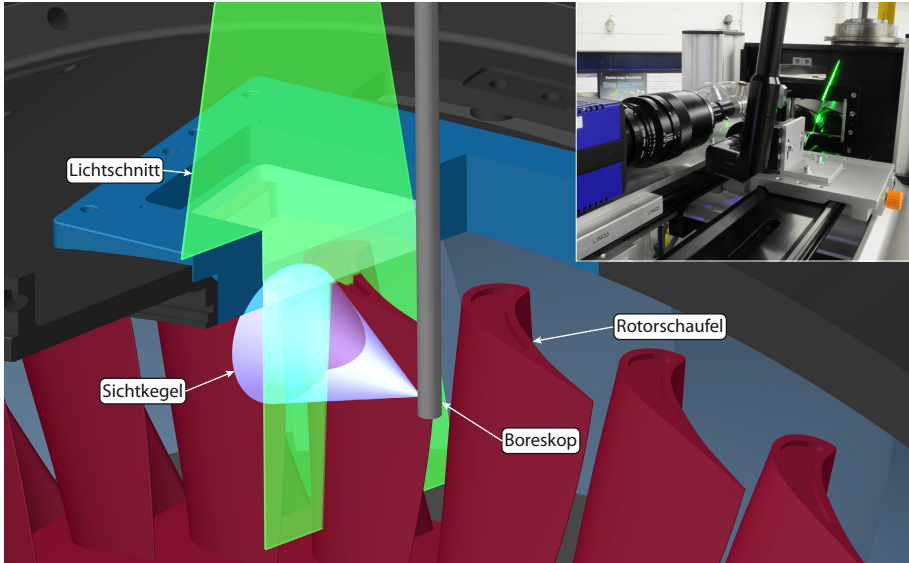
Zur Aufzeichnung des Lichtschnitts ist eine optische Zugänglichkeit vonnöten, die meist als Fenster ausgeführt wird. Dieser Zugang von außen ermöglicht den Einsatz von Standardobjektiven aus der Fotografie, die in geeigneter Ausführung<sup>47</sup> sehr gute Abbildungsleistungen ermöglichen. In einigen Fällen, z. B. durch die fehlende Möglichkeit eines Fenstereinbaus oder dem Wunsch nach einer Blickrichtung in Umfangsrichtung eines Ringraums, ist es nicht möglich, ein solches Fenster zu installieren oder eine ausreichende Zugänglichkeit zu schaffen.

Der Einsatz von boreskopischen Optiken hat sich auch in schwierigen Umgebungen wie Ottomotoren bewährt, wie von DIERKSHEIDE *et al.* [18] gezeigt wurde. In einer der vorliegenden Untersuchung vorangegangenen Messkampagne an der Niederdruckturbine von KÖNIG [31] wurden boreskopische Optiken und endoskopische Lichtschnittoptiken in verschiedenen Kombinationen getestet, die von KEGALJ & SCHIFFER [28] beschrieben wurden. Die Strömungsbeeinflussung durch das Boreskop muss beachtet werden, da eine numerische Abschätzung in [28] einen Einfluss von weniger als 1 % für die Strömungsgeschwindigkeit ergeben hat.

In einem Boreskop wird über ein System von Stablinsen das Licht durch ein Rohrelement und über ein Objektiv in die Kamera geleitet. Der Einsatz eines *Endoskops* ist nicht sinnvoll, da hierbei die maximale Auflösung des Bildes abhängig von der

---

<sup>47</sup> Hochwertige Festbrennweitenobjektive aus der Fotografie weisen sehr geringe Verzerrungen und hohe Lichtstärken auf. Eine Verwendung von lichtschwachen Objektiven erfordert eine hohe Laserleistung und sollte vermieden werden.



**Abbildung 4.5:** Boreoskopischer PIV-Aufbau

Anzahl der Lichtleitfasern und somit begrenzt ist. Die Stablinsen des Boreskops ermöglichen eine Darstellung mit einer höheren Auflösung, die in vorliegendem Fall eine räumliche Auflösung von ca.  $12\text{ }\mu\text{m}$  erreicht. Ein wesentlicher Nachteil gegenüber den Standardobjektiven ist die geringe Lichtausbeute aufgrund der geringen Apertur von ca.  $2\text{ mm}$ .

Der Lichtschnitt wurde, wie in Abbildung 4.5 dargestellt, durch ein Fenster in den Ringraum eingebracht und in einem Abstand von  $70\text{ mm}$  vom Boreskop positioniert. Dabei betrug die Lichtschnittdicke ca.  $1,5\text{ mm}$ . Die Ausrichtung des Schnitts und die Positionierung des Boreskops erfolgten so, dass die Beobachtungsrichtung senkrecht auf dem Lichtschnitt und annähernd senkrecht auf der Saugseite der Rotorscheufel stehen. Somit wird der Spaltwirbel, der annähernd entlang der Saugseite der Schaufel verlaufen sollte, senkrecht zu seiner Achse geschnitten und eine vollständige Abbildung eines Querschnitts wird möglich.

Ein Nachteil der planaren PIV ist die Empfindlichkeit auf Geschwindigkeiten senkrecht zur Lichtschnittebene. Falls das Partikel nicht in der optischen Achse der Kamera ist, wird eine Bewegung in Richtung der Kamera als Stillstand des Partikels



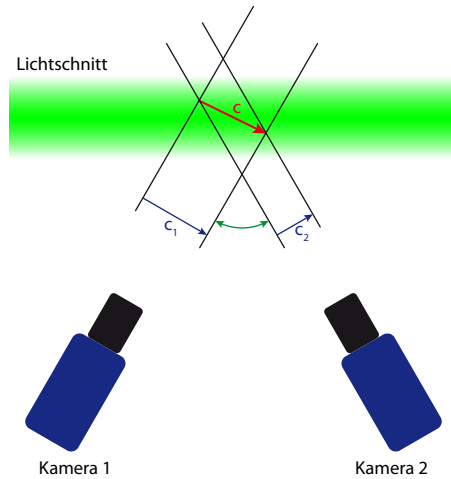
---

wahrgenommen, obwohl Geschwindigkeitskomponenten in der Ebene vorhanden sind. Dabei spielen der Abstand zwischen Kamera und Lichtschnitt und das Verhältnis zwischen den Geschwindigkeiten senkrecht zur Ebene und innerhalb dieser eine wichtige Rolle. Eine Messung im Bereich der optischen Achse ist nicht von diesem Fehler betroffen.

Für den vorliegenden Aufbau ist dieser Fehler zwar vorhanden, jedoch aus zwei Gründen nicht ausschlaggebend. Zum einen ist der Vergleich zweier Messungen, die auf die gleiche Weise aufgenommen wurden und nur geringe absolute Änderungen aufweisen, ohne Beachtung des Fehlers möglich. Zum anderen ist die Abströmung im Spitzenbereich des Rotors annähernd axial und damit größtenteils innerhalb der Lichtschnittebene, wodurch der Fehler gering ist. Zusätzlich ist der relevante Messbereich in der optischen Achse des Boreskops positioniert.

Das verwendete Boreskop 8870DX der Firma KARL STORZ hat einen Durchmesser von 8 mm bei einer Schaftlänge von 300 mm. Die Blickrichtung verläuft in einem Winkel von  $90^\circ$  zur Stabachse mit einem Öffnungswinkel von  $67^\circ$ . Über ein 80mm Makro-Objektiv von ZEISS wird das Boreskop an die Kamera adaptiert. Der effektive Öffnungswinkel betrug lediglich  $35^\circ$  und lag damit außerhalb des stark verzerrenden Bereichs, der ab ca.  $40^\circ$  beginnt, wodurch das aufgezeichnete Bild nur eine geringe Verzerrung aufwies. Die Entzerrung der Bilder wurde über ein Polynom dritten Grades durchgeführt, das durch eine Kalibration mit einem Punktmuster bestimmt wurde. Dabei betrug die mittlere Abweichung des Polynoms ca. 0,2 Pixel. Für die Kalibration erwies sich der modulare Aufbau des Turbinenprüfstands als hilfreich. Der Rotor konnte ohne Demontage des Hauptgehäuses erfolgen, sodass die Montage der Lichtschnittsonden und Kameras nicht beeinflusst wurde und eine gute Zugänglichkeit zur Messstrecke möglich war. Im Anschluß an die Ausrichtung des Lichtschnitts wurde ein Punktmuster in der Strahlebene positioniert und mit der Kamera aufgezeichnet. In Kapitel A.6 wird der Vorgang ausführlich dargestellt.

Eine Messebene besteht aus  $152 \times 212$  Vektoren, wovon ca. 55 % gültige Geschwindigkeitsvektoren darstellen. Die räumliche Auflösung liegt bei 0,2 mm in jede Richtung. Es wurde ein *Multi-Grid* und *Multi-Pass* Algorithmus bei Fenstergrößen von  $64 \times 64$  bis  $16 \times 16$  und einem *Overlap* von 50 % verwendet. Grobe Fenstergrößen wurden mit zwei Wiederholungen berechnet, während für die feinste Stufe drei Wiederholungen verwendet wurden. Um die Reflektion der Rotorscheufel zu elimi-



**Abbildung 4.6:** Stereo-PIV Prinzip

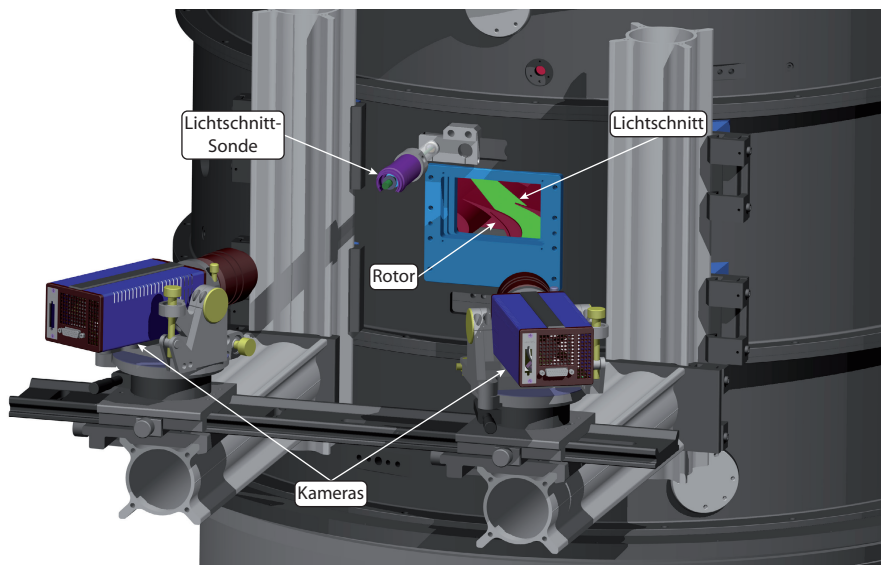
nieren, wurde ein *Mean-Image*<sup>48</sup> subtrahiert. Es konnte weder eine Einschränkung der Größe der Partikelbilder, noch ein *Peak-Locking*<sup>49</sup> der Geschwindigkeiten festgestellt werden. Für jede Messebene wurden 600 Aufnahmen aufgenommen und ausgewertet.

#### 4.4.2 Stereo-PIV

Zur Bestimmung der Geschwindigkeitskomponente senkrecht zum Lichtschnitt kann ein stereoskopischer PIV-(SPIV) Aufbau genutzt werden. Die Verwendung von zwei Kameras ermöglicht die Bestimmung der *out-of-plane* Komponente über den perspektivischen Unterschied, zu sehen in Abbildung 4.6. Aufgrund der verschiede-

<sup>48</sup> Das Mean-Image wird durch die arithmetische Mittellung aller Aufnahmen errechnet. Hierdurch werden Strukturen und Reflektionen dargestellt, jedoch Partikelbilder vernachlässigt. Eine Subtraktion bewirkt eine Ausblendung unerwünschter Strukturen bei verringerter Helligkeit.

<sup>49</sup> Das *Peak-Locking* bezeichnet einen Effekt, bei dem das aufgezeichnete Partikelbild kleiner als ein Pixel ist. Bei der Korrelation kommt es daraufhin überwiegend zu Verschiebungen mit ganzzahligen Werten im Pixelbereich, welche nicht der tatsächlichen Bewegung entsprechen. Weitere Informationen sind bei RAFFEL [58] zu finden.



**Abbildung 4.7:** Stereo-PIV Aufbau

nen Blickrichtungen werden Partikelbewegungen mit einer Komponente senkrecht zur Ebene unterschiedlich beobachtet, was einen Rückschluss auf die tatsächliche Bewegung erlaubt.

Hierbei ist der Winkel zwischen den Betrachtungsrichtungen ein entscheidender Parameter für den Messfehler. Ein großer Winkel bedingt jedoch eine große optische Zugänglichkeit zum Messvolumen. Ein weiterer Nachteil ist die meist relativ geringe maximal erreichbare Kanalhöhe in Ringräumen. Die gewünschte Lichtschnittbreite, die einen gewissen Abstand zwischen Messvolumen und der endoskopischen Lichtschnittoptik erfordert und die Vermessung der Strömung in der Nähe des Gehäuses stehen im Widerspruch zueinander. Im vorliegenden Fall konnte eine maximale Kanalhöhe von 96 % erreicht werden, während eine Rotorpassage vollständig ausgeleuchtet wurde. Zusätzlich wurden Messungen auf 94 % und 92 % der Kanalhöhe durchgeführt. Die Lichtschnittoptik wurde zwischen zwei Stator 2 Schaufeln in den Kanal eingeführt, dargestellt in Abbildung 4.7. Eine Versperrung kann nicht ausgeschlossen werden, jedoch wurde bei den verwendeten Messebenen nur ein geringer Teil der Statorpassage blockiert. Die Sperrluft der Sonde wurde so gewählt, dass im Messbereich keine Unterschiede in den Ergebnissen festzustellen waren.

---

Damit eine gesamte Rotorpassage dargestellt werden konnte, wurden acht unterschiedliche Phasenwinkel des Rotors aufgezeichnet. Dabei wurde Stator 1 in gleichem Maße verfahren, um korrekte Strömungsbedingungen zu erreichen. Zusätzlich wurden vier verschiedene Stator-Rotor-Relativpositionen vermessen. Eine Bewegung des zweiten Stators konnte nicht durchgeführt werden, da sich die Lichtschnittsonde in einer Statorpassage befand.

Die Auswertung der Aufnahmen erfolgte analog zu den BPIV-Daten. Hier standen ebenfalls 600 Aufnahmen pro Phasenwinkel zur Verfügung.

---

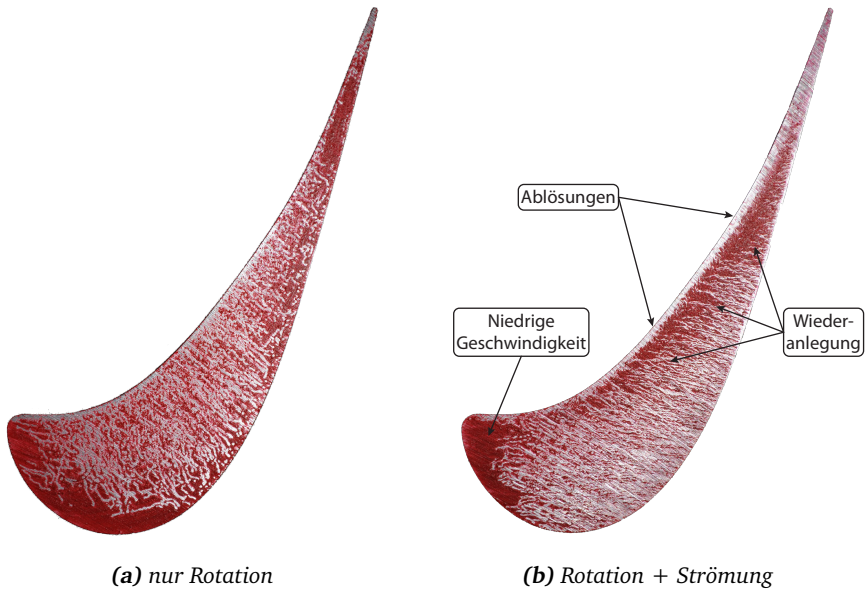
## 4.5 Farbanstrichverfahren

---

Das Farbanstrichverfahren stammt bereits aus den Anfängen der Strömungsmesstechnik. Es handelt sich um eine einfache, aber effektive Art, wandnahe Strömungsphänomene zu visualisieren. Auf das zu untersuchende Objekt wird eine Mischung aus Farbpartikeln, einem viskosen Bindemittel (z.B. Maschinenöl) und einem flüchtigen Verdünner (z. B. Petroleum) aufgetragen. Anschließend wird das Objekt der Strömung ausgesetzt. Durch die Reibung zwischen der Strömungsgrenzschicht und der aufgetragenen Farbe wird diese mitbewegt. Währenddessen verflüchtigt sich der Verdünner und die Partikel sowie das Bindemittel bleiben an der Oberfläche des Objekts haften.

Eine Auswertung des Versuchs erfolgt meist per Fotografie. Üblicherweise sind Strömungsrichtungen als gezogene Farbstrukturen, Ansammlungen von Farbe als Ablösungs- oder Totwassergebiete und farblose Bereiche als Gebiete hoher Geschwindigkeit zu erkennen. Eine quantitative Aussage gestaltet sich äußerst schwierig und wird für diese Untersuchung nicht durchgeführt.

Von großer Bedeutung ist das Mischungsverhältnis der einzelnen Komponenten. Ein hoher Anteil Verdünner führt zu einem schnellen Erstarren der Mischung, wobei eine große Menge Maschinenöl eine zähe Mischung erzeugt, die länger der Strömung folgen kann. Meist ist die Bestimmung lediglich einer optimalen Mischung nicht möglich. Je nach Strömungsfeld und -geschwindigkeit können auch mehrere Mischungen nötig sein und müssen durch Versuchsreihen ermittelt werden, wobei eine leichte Zugänglichkeit zum Messbereich hilfreich ist. Eine Übersicht der verwendeten Mischungsverhältnisse ist bei WARTZEK [81] zu finden. Allgemeine Informationen zum Messverfahren werden von OERTL [53] und NITSCHKE [51] präsentiert. Durch den relativ großen Zugang, der für die PIV-Messungen genutzt wurde, konnte sowohl das Auftragen, das Fotografieren als auch das Reinigen der Schaufeln leicht erfolgen.



**Abbildung 4.8:** Rotationsunabhängigkeitsversuch des Farbanstrichverfahrens für die flache Spitze, FT

Üblicherweise werden Farbanstrichverfahren an stationären Objekten eingesetzt. Vor allem in Schaufelkaskaden wurden erfolgreiche Untersuchungen der wandnahen Strömung durchgeführt, wie beispielsweise von LEE *et al.* [32, 33] und VAN NESS *et al.* [49]. Die Anpassung der Farbmischung ermöglicht Versuche in verschiedenen Geschwindigkeitsbereichen. So wurden von KEY & ARTS [29] Versuche in einem transsonischen Windkanal durchgeführt und die Position des Spaltwirbels auf der Saugseite erfolgreich bestimmt.

Die Strömungsverhältnisse führen an der Oberfläche der Rotorspitze zu einem überlagerten Kraftfeld aus Strömungs- und Zentrifugalkräften, die einen entscheidenden Einfluss auf das Farbanstrichbild haben. Um den Einfluss der Zentrifugalkräfte zu untersuchen, wurden Versuche ohne Hauptströmung im Ringraum durchgeführt. Der Vier-Quadranten Motor der Turbine ermöglicht das Antreiben des Rotors ohne Hauptströmung.

Die Aufnahmen, die in Abbildung 4.8 dargestellt sind, zeigen für beide Versuchsbedingungen eine inhomogene Farbverteilung an der Schaufelspitze und unter-

---

scheiden sich an dieser Stelle deutlich. Es wird zunächst keine Interpretation der Ergebnisse durchgeführt, diese werden in Kapitel 6.6 vorgestellt.

Für den Fall ohne Hauptströmung, Abbildung 4.8a, sind geschlossene Farbschichten an der Vorder- und Hinterkante zu erkennen, die ein deutliches Zeichen für geringe Geschwindigkeiten sind. Der mittlere Bereich zeigt eine Beeinflussung der Farbausprägung durch die Strömung. An der Saugseite scheint die Strömung in den Spalt einzutreten, wobei es zu einer Ablösung kommt, die durch die verstärkte Farbansammlung indiziert wird. Es kommt zu einer Anlage der Strömung und einem Austritt in die druckseitige Passage. Diese Strömungsausprägung ist für einen Betrieb ohne Hauptströmung plausibel.

Im Gegensatz dazu zeigt der Versuch mit Rotation und Hauptströmung, siehe Abbildung 4.8b, geringe Geschwindigkeiten an der Vorderkante, eine Einströmung mit Ablösung an der Druckseite, Strömungsvektoren, die annähernd senkrecht zur *Skelettlinie*<sup>50</sup> verlaufen und starke Ablösungen im hinteren Bereich der Druckseite. Die Beobachtungen zeichnen ein Bild der Spaltströmung, das mit der Theorie aus Kapitel 2.3 sehr gut übereinstimmt.

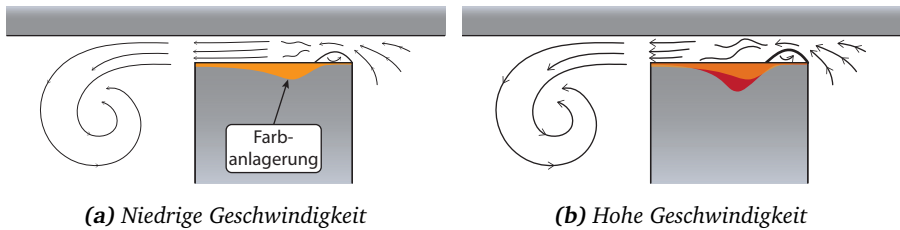
Trotz des gleichen Einflusses der Zentrifugalkräfte auf die Farbpartikel sind beide Strömungszustände deutlich voneinander zu unterscheiden und passen sehr gut zu den erwarteten Ausprägungen. Ein verfälschender Einfluss der Rotation auf das Farbanstrichbild kann nicht ausgeschlossen werden, es wird jedoch davon ausgegangen, dass die Auswirkungen auf die qualitative Auswertung der Ergebnisse gering ist.

Im Vergleich zur Anwendung der Farbanstrichmethode auf Schaufeloberflächen enthalten die gezeigten Ergebnisse Besonderheiten. Üblicherweise werden Gebiete hoher Geschwindigkeit mit einem geringeren Farbbelag abgebildet als Gebiete niedriger Geschwindigkeit. Falls Ablösungen an Ecken, wie z. B. der druckseitigen Schaufelkante auftreten, ändert sich dieses Muster jedoch.

Abbildung 4.9 zeigt eine Gegenüberstellung der möglichen Farbausprägungen im Spalt. Die Einströmung an der Druckseite der Schaufel ist mit einer Ablösung verbunden, wie in Kapitel 2 beschrieben. Für den Fall einer insgesamt niedrigen Geschwindigkeit, siehe Abbildung 4.9a, wird das Wiederanlegen nach der Ablösung eine gewisse Strecke benötigen. Hier wird der Farbbelag erhöht sein, da nur geringe Strömungsgeschwindigkeiten an der Wand herrschen.

---

<sup>50</sup> Die Skelettlinie, die auch als Profilmittellinie bezeichnet wird, verläuft annähernd mittig zwischen Druck- und Saugseite der Schaufel.



**Abbildung 4.9:** Farbanstrichausprägung bei verschiedenen Geschwindigkeiten

Im Falle einer höheren Eintrittsgeschwindigkeit, wie in Abbildung 4.9b dargestellt, verlängert sich die Strecke für das Wiederanlegen der Strömung und der Farbbelag fällt durch die niedrigeren Geschwindigkeiten dicker aus. So kann für die Abbildung 4.8b im hinteren Bereich der Druckseite mit dem dichtesten Farbbelag eine höhere Geschwindigkeit als in den Nachbargebieten erwartet werden.

Alle Farbanstrichversuche wurden mehrfach durchgeführt und zeigten jeweils konsistente Ergebnisse mit identischen erkennbaren Strömungsphänomenen. Die jeweils repräsentativsten Aufnahmen werden in Kapitel 6.6 dargestellt.

## 4.6 Messfehler

Jede Messung einer physikalischen Größe ist mit einem Fehler behaftet, der die Differenz zwischen wahren Wert und Messwert darstellt. Es wird eine Aufteilung in einen stochastischen und einen systematischen Fehler vorgenommen.

Die stochastische Unsicherheit, die auch als Präzision bezeichnet wird, beschreibt die Abweichung zwischen unabhängigen Messwerten und kann durch eine ausreichende Häufigkeit der Messung reduziert werden. Die Präzision gilt jedoch nur für einen konstanten wahren Wert. In Turbomaschinen kommt es aufgrund der Turbulenz und periodischer Effekte zu starken Schwankungen des wahren Werts. Dies verhindert somit eine rein statistische Abschätzung der Anzahl der benötigten Messwerte. Für alle angewendeten Messverfahren wurde sichergestellt, dass eine ausreichende Anzahl an Messungen aufgezeichnet wurde. Hierzu wurde die Konvergenz der Mittelwerte und die Standardabweichung in den Punkten höchster Instationarität (Rotorabströmung im Gehäusebereich) betrachtet und die entsprechenden Warte- und Messzeiten ermittelt.

---

Der systematische Fehler bezeichnet die Differenz des mittleren Messwerts vom wahren Wert. Eine Kalibrierung kann diesen Anteil verringern, jedoch linearitäts- und hystereseebedingte Abweichungen nicht vollständig eliminieren. Bei Messgeräten wird für den systematischen Fehler üblicherweise ein kombinierter Fehlerwert angegeben.

Im Folgenden wird angestrebt, eine Messfehlerabschätzung für jedes verwendete Messverfahren anzugeben. Dies erweist sich jedoch als schwierig, da nicht alle Einflüsse auf die Messungen bekannt sind. Die im Bereich der Turbomaschinen übliche Angabe eines exakten Messfehlers kann nur in den seltensten Fällen gültig sein, da häufig eine deutliche Beeinflussung des Messverfahrens durch die Strömung stattfindet, die nicht durch eine Kalibration bestimmt werden kann.

#### 4.6.1 Fünf-Loch-Sonde

Die einzelnen Unsicherheitsfaktoren der Messkette der Fünf-Loch-Sondenmessungen ergeben sich aus dem Messfehler des Druckmessgeräts, der Unsicherheit der Strömungsvorgabe bei der Kalibration, dem Polynomfehler und der Abweichung in der mechanischen Positionierung der Sonde im Kanal. Die Unsicherheiten dieser Faktoren können angegeben werden und sind im Anhang in Kapitel A.4 aufgeführt. Weitere Einflüsse sind vorhanden, können jedoch nicht quantifiziert werden.

Üblicherweise wird der Polynomfehler als mittlere Abweichung an den Stützstellen angegeben. Dies kann nur repräsentativ sein, wenn die Messwerte im Prüfstand exakt den vorgegebenen Werten der Kalibration entsprechen. Die Berechnung der Polynome wurde auf ein Über- oder Unterschwingen überprüft, eine allgemeingültige Aussage bezüglich des Polynomfehlers abseits der Stützstellen kann hierbei nicht angegeben werden, siehe auch KIRCHNER [30]. Die mittleren Polynomabweichungen sind in Tabelle A.2 aufgeführt.

Ein weiterer Einfluss auf die Messergebnisse wird durch eine instationäre Strömung verursacht. Fluktuierende Geschwindigkeiten und Strömungswinkel können eine dämpfende oder anfachende Wirkung auf das Druckprofil am Sondenkopf haben. Eine Quantifizierung dieses Einflusses ist nur dann möglich, wenn die Sonde für die entsprechenden Strömungen kalibriert wurde, was einen immensen Aufwand bedeutet und voraussetzt, dass die gesamte Strömung bereits bekannt ist. Eine detaillierte Studie bezüglich der Messunsicherheit pneumatischer Keilsonden bei instationärer Anströmung wurde von HUMM [24] durchgeführt und zeigt, dass jeder



---

Sondenkopf ein spezielles Verhalten in instationären Strömungen zeigt und eine allgemeingültige Aussage unmöglich macht.

Darüber hinaus bewirken große räumliche Gradienten der Strömungsgrößen eine unterschiedliche Anströmung der Sondenbohrungen. So wird eine Strömung, die in Richtung der Kopfachse gerichtet ist und einen Gradienten in der Geschwindigkeitsverteilung aufweist, von der Auswertung als Strömung berechnet, die mit einem Winkel auf den Sondenkopf trifft. Die unterschiedlichen Geschwindigkeiten und dynamischen Druckanteile an den Bohrungen bewirken eine Druckdifferenz zwischen den äußeren Bohrungen und führen dadurch zu einer Fehlmessung. Eine eindeutige Quantifizierung des Effekts ist nur durch eine Kalibration des Einflusses möglich unter der Voraussetzung, dass die Strömung und die Gradienten bereits vollständig bekannt sind.

Im vorliegenden Prüfstand kommt es zu großen Schwankungen der Geschwindigkeit und der Strömungswinkel im Bereich des Spaltwirbels. Zusätzlich sind große räumliche Gradienten der Strömungsgrößen vorhanden, die sich vor allem in der Spitzenströmung des Rotors finden. Die Angabe eines Messfehlers, der im Prüfstand gültig ist, kann nicht erfolgen. Die üblicherweise angegebenen Werte stellen lediglich grobe Schätzungen<sup>51</sup> dar, die nur für Strömungsbedingungen wie z.B. in Windkanälen gelten, die aber im Prüfstand nicht angetroffen werden.

Aus den oben genannten Gründen wird hier kein Fehlerwert angegeben, da dessen Gültigkeitsbereich nicht bekannt sein kann. Die hohen Übereinstimmungen mit den übrigen Messtechniken und der numerischen Simulation sowie die hohe Wiederholbarkeit lassen auf eine hohe Zuverlässigkeit der Messung schließen und rechtfertigen eine Weiterverwendung der Daten. Allerdings sollte der Umstand des unbekannten Fehlers und der Strömungsbeeinflussung durch die Sonde bei der Bewertung der Ergebnisse nicht vernachlässigt und ein Vergleich zwischen identisch vermessenen Versuchsaufbauten bevorzugt werden.

#### 4.6.2 Hitzdraht-Sonde

Die Fehlerquellen in der Messkette der Hitzdrahtmessung sind die Spannungserfassung, das Auswertepolynom, die gegenseitige Beeinflussung der Drähte und der jeweiligen Halter, die Verstärkung der Messbrücke, die mechanische Positionie-

---

<sup>51</sup> KÖNIG [31] gibt einen Gesamtfehler von 1,7% für die Absolutgeschwindigkeit  $c$  und  $\pm 2^\circ$  für den Umfangswinkel  $\Theta$  und den Radialwinkel  $\rho$  an.

---

rung im Ringraum, die in-situ-Kalibration und die Temperaturschwankungen am Messpunkt.

Auch für diese Messtechnik ist die Angabe eines gültigen Messfehlers äußerst schwierig. Die Fehler der Spannungsmessung und der mechanischen Positionierung der Sonde im Ringraum sind bekannt und werden in Kapitel A.4 aufgeführt. Die Problematik des Polynomfehlers wurde im vorigen Abschnitt bereits erläutert, wobei für die verwendete Hitzdrahtsonde der Fehler ausgeprägter sein kann. In Abbildung 4.2b ist der Zusammenhang zwischen Geschwindigkeit, Winkel und Spannungen dargestellt. Dieser Zusammenhang verdeutlicht, dass für einen positiven Winkel die Gradienten in der Spannungsabhängigkeit groß sind. In diesem Winkelbereich bewirken die längeren Haltezinken eine Störung auf den dazwischenliegenden Draht. Eine Eindeutigkeit ist in diesem Fall gegeben, wobei die Empfindlichkeit auf Spannungsschwankungen deutlich erhöht ist. Für jede Kalibration wurde eine Überprüfung hinsichtlich des Schwingverhaltens des Polynoms durchgeführt und konnte ausgeschlossen werden.

Die Kalibration der Sonde wurde im Prüfstand durchgeführt. Dabei wurden Daten verwendet, die mit der Fünf-Loch-Sonde bestimmt wurden und somit fehlerbehaftet sind. Zusätzlich kommt es bei der Einstellung von Betriebspunkten, die nicht in der Nähe des Auslegungspunkts der Anlage liegen, zu einer verstärkten Schwankung der Strömungsbedingungen, die im Bereich niedriger Massenströme einen Wert von ca. 4 % der Geschwindigkeit annehmen kann.

Über die Temperaturkompensation der Spannungswerte kann der Temperatureinfluss auf die Geschwindigkeitsbestimmung von 2 %/°C auf 0,2 %/°C reduziert werden. Jedoch treten in der Messebene stromab des Rotors,  $dRo$ , lokale Temperaturunterschiede von bis zu 2 °C auf, was mit Ergebnissen der numerischen Simulation bestimmt wurde. Diese Differenzen können nicht über die feststehende Temperatursonde erfasst werden und führen zu einem weiteren Fehler.

Weiterhin sind Strömungen mit starken Gradienten nur schwer zu erfassen. Winkeldifferenzen, die in räumlich beschränkten Gebieten wie der Spitzenströmung des Rotors auftreten, führen dazu, dass sich die beiden Drähte mit einem Abstand von ca. 1,1 mm in zwei unterschiedlichen Strömungsschichten befinden. Die größten Winkeldifferenzen stromab des Rotors betragen in der numerischen Simulation bis zu 6° pro 1 mm und bewirken eine deutliche Fehlmessung. Eine Fehlerkorrektur, durch eine zweimalige Messung mit einem radialen Versatz von 1,1 mm würde zu einem nur marginal verbesserten Ergebnis führen, da beide Drähte einem unterschiedlichen Einfluss des Sondenschafts unterliegen, der nicht quantifizierbar ist.

---

Zusammenfassend kann auch hier kein allgemeingültiger Messfehler<sup>52</sup> angegeben werden. BRUUN [13] führt eine aufwändige Untersuchung der Einflüsse durch, die jedoch nur in Windkanälen gültig ist. Dahingegen ist die Verwendung der Schwankungsgrößen in Form der Standardabweichung sehr hilfreich, da ein Fehler in der Absolutwertbestimmung nicht zwangsweise zu einem fehlerbehafteten relativen Schwankungswert führt. Wie in Kapitel 6.2 dargestellt, sind die Übereinstimmungen der Standardabweichung zwischen den Messungen sehr hoch und werden daher überwiegend verwendet. Die Absolutwerte der Hitzdrahtmessung liegen bei den Statorabströmungen, im Vergleich zu den übrigen Messtechniken, in einem akzeptablen Bereich. Für die Messebene stromab Stator 1,  $dS1$ , liegen die Differenzen bei ca. 5 %. Die Messungen der Absolutwerte sind jedoch aus oben genannten Gründen im Bereich des Spaltwirbels nicht zuverlässig.

### 4.6.3 Instationäre Wanddruckmessung

Die Messkette besteht aus den Sensoren, der Spannungsversorgung der Sensoren, und der Spannungserfassungskarte. Zusätzlich besteht ein Einfluss der Temperatur auf die Ausgabespannung der Sensoren. Um die Messgenauigkeit zu erhöhen, wurde jeder einzelne Sensor kalibriert sowie vor und nach jeder Messung eine Bestimmung des Nullpunkts durchgeführt, was den Einfluss der Temperatur minimiert hat. Insgesamt muss der Gesamtfehler in der Druckmessung mit  $\pm 160$  Pa angegeben werden, was sich in einem maximalen Fehler von  $\pm 0,08$  für den Druckkoeffizienten  $c_p$  äußert.

### 4.6.4 Particle-Image-Velocimetry

Die Fehlereinflüsse auf die PIV-Messungen bestehen aus einem Abbildungsfehler der Kamera und der Objektive, einer Messung unterschiedlicher Strömungsschichten, Trägheit der Partikel, Korrelationsfehlern und dem perspektivischen Fehler. Der Abbildungsfehler wird über eine Kalibration mit Hilfe eines Punktmusters minimiert. Die Abweichung des entzerrten Bildes zu den gefundenen Punkten betrug für den SPIV-Aufbau 0,2 Pixel und für den BPIV-Aufbau 0,5 Pixel. Wie bereits in Kapitel 4.4 erwähnt, wurde jedes Bild mit einem Polynom 3. Grades entzerrt.

---

<sup>52</sup> Der von KÖNIG [31] angegebene Gesamtfehler beträgt  $\pm 7\%$  für die Geschwindigkeit  $c$  und  $\pm 3^\circ$  für den Umfangswinkel  $\Theta$ .

---

Die Messung verschiedener Strömungsschichten kann nur durch eine minimale Dicke des Lichtschnitts verhindert werden, die für beide Aufbauten bei ca. 1,2 mm lag.

Die Trägheit der Seeding-Partikel, die in den Versuchen einen Durchmesser um ca. 1  $\mu\text{m}$  hatten, ist niedrig, sodass die Zentrifugalbeschleunigungen in den Wirbeln keinen deutlichen Einfluss auf die Seeding-Dichte hatten.

Die Korrelationsfehler werden üblicherweise nach WESTERWHEEL [82] abgeschätzt und betragen für die präsentierten Ergebnisse ca. 0,2 Pixel. Bei einer durchschnittlichen Verschiebung von 6 - 8 Pixeln ergibt dies eine Unsicherheit von ca. 3 % für die Geschwindigkeit.

Der perspektivische Fehler der SPIV-Messungen wurde durch eine Kalibration und die exakte Vermessung der Kameraposition minimiert. Darüber hinaus wurde eine *disparity correction* durchgeführt, um eine mögliche Fehlausrichtung zwischen der Kalibrations- und der Lichtschnittebene zu kompensieren. Mit einer konservativen Abschätzung der Positionierungsgenauigkeit beträgt der Fehler im Bereich des Spaltwirbels ca. 5 % bis 7 % der Geschwindigkeit.

---

## 5 Numerische Strömungssimulation

Zur Unterstützung der Messungen wurden umfangreiche Simulationen durchgeführt. Vorarbeiten und erste Berechnungen entstanden während eines zwei-monatigen Aufenthalts bei ROLLS-ROYCE DEUTSCHLAND LTD & Co KG in Dahlewitz bei Berlin, im Rahmen des Graduiertenkollegs. Die weiteren Arbeiten wurden von der numerischen Arbeitsgruppe des GLR, durch Herrn Dipl.-Ing. Gregor Schmid, übernommen. Die Berechnungsergebnisse standen während der Messungen zur Verfügung und konnten zu Vergleichszwecken herangezogen werden.

Die Berechnung eines Strömungsproblems erfordert zunächst eine Diskretisierung des Rechengebietes. Das Berechnungsvolumen wird in Zellen aufgeteilt, die sowohl strukturiert als auch unstrukturiert sein können. Der Vorteil eines strukturierten Ansatzes sind gute Netzqualität sowie die hohe Effizienz bei Speicher- und Rechenleistungsbedarf. Nachteil der Strukturierung ist das erschwerte Vernetzen komplexer Geometrien.

Die Berechnung der Strömung basiert auf der Lösung der *Navier-Stokes*-Gleichungen, wobei überwiegend die *Reynoldsgemittelten Navier-Stokes*-Modelle eingesetzt werden, die eine zeitliche Mittelung einführen und einen *Reynolds'schen* Spannungstensor beinhalten. Durch die Nichtlinearität der Gleichungen müssen die Lösungen iterativ berechnet werden. Die Verwendung eines Turbulenzmodells ist erforderlich, wobei sich aus der Lösung eines Tragflügelproblems das *Spalart-Almaras* Turbulenzmodell als praktikabel erwiesen hat, siehe auch SPALART & ALMARAS [75]. Die Berechnung des Strömungsproblems erfordert Vereinfachungen der Gleichungen und Modellierungsannahmen, die für einen Fehler der Simulationen verantwortlich sind. Eine Vorhersage von Absolutwerten, beispielsweise für den Wirkungsgrad, gestaltet sich schwierig, wogegen Auswirkungen einer Veränderung der Geometrie oder eines Parameters zufriedenstellend berechnet werden können. Um die Zuverlässigkeit der Berechnung abschätzen zu können, sind Validierungen notwendig, die mit Prüfstandsergebnissen durchgeführt werden. Es können Anpassungen an der Berechnung durchgeführt werden und somit die Berechnungsfehler für einen ähnlichen Fall reduziert werden. Weitere Informationen zur numerischen Simulati-

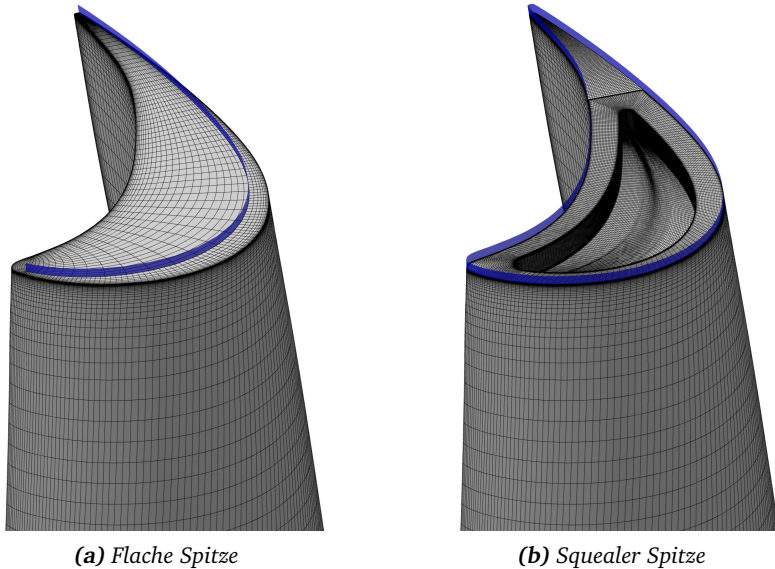
---

on sind in SCHÄFER [70] zu finden.

Es wurden zwei unterschiedliche Simulationsmethoden verfolgt:

- *Stationäre Rechnung:* Hierbei wird das Rechenggebiet in rotierende und nicht-rotierende Gebiete (*Domains*) aufgeteilt und dazwischen *Mixing Planes* verwendet. Beim Übergang von einer zur nächsten Domain findet eine Umfangsmittelung statt, sodass an der Schnittstelle lediglich Radialprofile der Strömungsgrößen übergeben werden. Durch die Mittelung werden alle Strömungseffekte mit einer Variation in Umfangsrichtung, z. B. Schaufelnachläufe, vernachlässigt. Es wird von jeder Schaufelreihe nur jeweils eine Schaufelpassage berechnet, was zu einer kurzen Rechenzeit führt. Dieses Verfahren stellt die Basisrechnung dar und wird für die weiteren Berechnungen als Startlösung verwendet.
- *Transiente Rechnung:* Im Gegensatz zur stationären Rechnung werden hier keine *Mixing Planes* an den Schnittstellen verwendet. Für jede Schaufelreihe wird die Anzahl an Passagen gerechnet, die dem Teilungsverhältnis der gesamten Beschauelung entspricht und zu einer 2-3-2 Anordnung führt. Die Rotor-Domain wird für jeden Zeitschritt neu positioniert, worauf an den Schnittstellen zu den Statoren alle Strömungsgrößen elementweise übergeben werden. Die Anzahl der berechneten Zellen steigt stark an und darüber hinaus müssen die unterschiedlichen Zeitschritte berechnet werden, was insgesamt zu einem hohen Rechenaufwand führt. Die Simulation wurde mit wenigen Vereinfachungsannahmen durchgeführt und bietet ein genaues Ergebnis. Es stehen periodische Berechnungsergebnisse zur Verfügung, mit denen ein Vergleich der phasengemittelten Messergebnisse möglich ist.

Zur Berechnung stand das Programm FINE/TURBO von NUMECA zur Verfügung, das hauptsächlich für die Anwendung bei Turbomaschinen ausgelegt wurde und hier gute Ergebnisse zeigt. Zur Netzgenerierung wurde AUTOGRID verwendet und die Auswertung erfolgte mittels CFVIEW, ebenfalls von NUMECA. Die hier gezeigten Ergebnisse wurden mit dem transienten Ansatz berechnet, welcher 30 Zeitschritte für die Auflösung einer Rotorpassage verwendet. Als Randbedingungen für die Rechnung wurden der Eintrittsmassenstrom, die umfangsgemittelte Form der Eintrittsgeschwindigkeit und das Austrittsprofil des statischen Drucks vorgegeben. Die letztgenannten Profile wurden durch Messungen bestimmt. In Tabelle 5.1 sind Parameter der Netzqualität eingetragen. Hierzu zählen der minimale Winkel in der Zelle, der Ausdehnungskoeffizient (AK), der das maximale Größenverhältnis



**Abbildung 5.1:** Netzgeometrie an der Rotorspitze

zwischen Nachbarzellen beschreibt und das Seitenverhältnis (SV), das die maximalen Größenunterschiede der Zellseiten dokumentiert. In SCHÄFER [70] wird der Einfluss dieser Parameter auf die Rechengenauigkeit ausführlich dargestellt. Es wurde ein strukturiertes Netz mit 101 radialen Schichten für die Statoren und 137 radiale Schichten für den Rotor verwendet, wobei 36 Schichten nur für den Spalt verwendet wurden. Es wurde keine Wandfunktion verwendet, der  $y^+$  Wert beträgt 1. Die periodischen Randbedingungen wurden übereinstimmend gewählt, sodass jede Randzelle mit der periodisch angrenzenden übereinstimmt.

Zur Verbesserung der Netzqualität im Rotorspalt wurde eine Blockgrenze zugelassen, an welcher die Zellauflösung nicht übereinstimmt, siehe Abbildungen 5.1a und 5.1b. Strömungsgrößen können hier nicht direkt übergeben werden, stattdessen findet eine Interpolation über die Grenzfläche statt. Diese Maßnahme war notwendig, um die Zellwinkel zu erhöhen und die Netzqualität zu verbessern.

Der Großteil der gezeigten Ergebnisse basiert auf einer zeitlichen Mittelung der transienten Rechnung. Ein Transport von instationären Strömungseffekten über die

Grenzen der Rotordomain wurde somit möglich. Eine Untersuchung des Einflusses der Statorabströmung auf die Rotorspitzenströmung wird damit erreicht, dass einzelne Zeitschritte der Rechnung analysiert werden können.

***Tabelle 5.1: Parameter der Netzqualität***

|          | # Anzahl Zellen | Min. Winkel | Max. AK | Max. SV |
|----------|-----------------|-------------|---------|---------|
| Stator 1 | 983 k           | 49,7°       | 2,0     | 468     |
| Rotor FT | 2.121 k         | 29,4°       | 2,39    | 1019    |
| Rotor SQ | 3.792 k         | 29,4°       | 2,63    | 583     |
| Stator 2 | 1.273 k         | 37,3°       | 2,0     | 500     |



---

## 6 Ergebnisse

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse der Messungen und der numerischen Simulation vorgestellt. Zunächst werden die Zuströmbedingungen in die Turbine aufgezeigt und anschließend das globale Strömungsfeld mit den Besonderheiten einer jeden Schaufelreihe präsentiert. Eine Validierung der numerischen Ergebnisse wird einen Ausblick auf die Verwendbarkeit der Daten geben.

Im Anschluss werden die Auswirkungen der Squealer-Kavität auf das globale Strömungsfeld gezeigt, hierzu werden experimentelle und numerische Daten gleichermaßen verwendet.

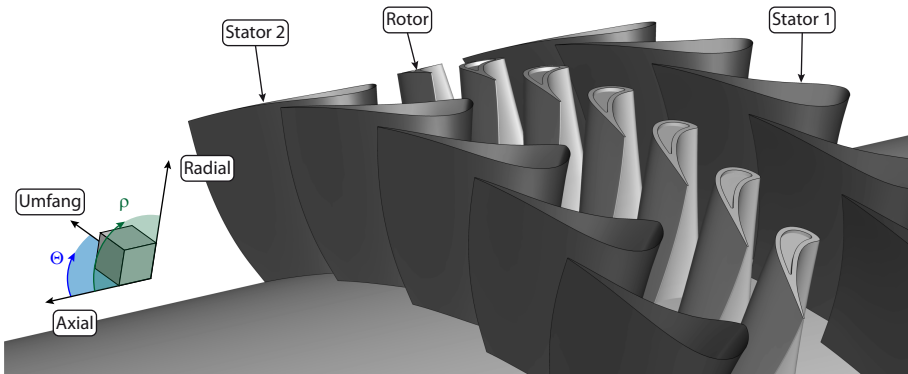
Die Anwendung des  $\lambda_2$ -Kriteriums wird präsentiert und mit den Daten der übrigen Messtechniken verifiziert. Ein Vergleich der lokalen Wirbelgrößen, wie kinetische Rotationsenergie und Wirbelfläche, wird für Messdaten und numerische Ergebnisse gezeigt, ebenso eine Gegenüberstellung der flachen Spitze und der Squealer-Kavität. Mit Hilfe der Farbanstrichbilder wird eine Verifikation der von der Numerik vorhergesagten Spaltströmung durchgeführt und für beide Schaufelspitzen aufgezeigt. Darüber hinaus kann mit den numerischen Daten eine Vorhersage für die Absenkung des Spaltmassenstroms und die Erhöhung des Wirkungsgrads getroffen werden. Abschließend wird die Auswirkung der Statorabströmung auf die Anströmung der Rotorspitze aufgezeigt, was überwiegend mit numerischen Daten durchgeführt wird.

---

### 6.1 Strömungsfeld in der Turbine

---

Im folgenden Abschnitt wird das globale Strömungsfeld in der Turbine anhand von gemessenen Daten zwischen den Schaufelreihen untersucht. Zunächst werden die Zuströmbedingungen in die Messstrecke aufgezeigt. Anschließend werden die stationären Ergebnisse der Fünf-Loch-Sonden- und die Hitzdrahtmessungen vorgestellt und interpretiert. Rotorrelative Daten werden durch die instationäre Hitzdrahtanemometrie gewonnen, sodass eine Betrachtung des Strömungsfelds im Relativsystem des Rotors und der Spitzenströmung möglich ist. Abschließend werden die numerischen Berechnungen validiert.



**Abbildung 6.1:** Koordinatensystem in der Turbine

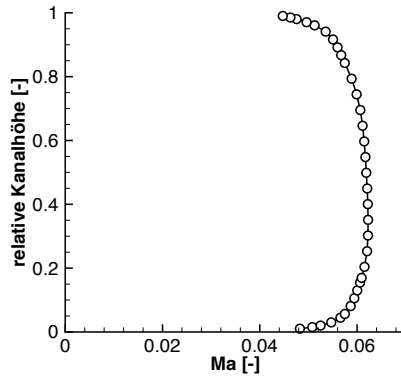
Die Blickrichtung aller zweidimensionalen Aufnahmen ist entgegengesetzt der axialen Strömungsrichtung, siehe Abbildung 6.1. Zu Übersichtszwecken sind die stromauf liegenden Schaufelreihen in den Abbildungen dargestellt, so wird eine einfachere Zuordnung zu druck- und saugseitigen Effekten erreicht. Falls lediglich die Rotorschaukeln zu erkennen sind, werden stationäre rotorrelative Ergebnisse dargestellt, die über alle Relativpositionen des ersten Stators gemittelt wurden.

### 6.1.1 Zuströmbedingungen

Infolge eines asymmetrischen Aufbaus der Beruhigungskammer konnte keine umfangsymmetrische Zuströmung zur Turbine erreicht werden, jedoch kann dieser Umstand aufgrund der nicht durchführbaren Leistungsbestimmung<sup>53</sup> vernachlässigt werden.

Alle vorgestellten Messungen haben in einem Bereich mit einer homogenen Zuströmung zur Turbine stattgefunden. Das Geschwindigkeitsprofil im Ringraum entsprach, wie in Abbildung 6.2 dargestellt, einer voll ausgebildeten Rohrströmung. Dabei zeigen sich in der Kanalmitte die höchsten Machzahlen und es ist keine deutli-

<sup>53</sup> Voraussetzung für eine Leistungsbestimmung ist die Kenntnis der Ein- und Austrittsbedingungen für Totaldruck und -temperatur der Maschine. Eine fehlende Umfangssymmetrie erfordert eine Vermessung der gesamten Zuströmung und ruft unterschiedliche Strömungsverhältnisse in der Beschauelfel hervor. Zusätzlich ist eine Messeinrichtung für die Wellenleistung notwendig.



**Abbildung 6.2:** Machzahl  $Ma$  in der Zuströmung zur Messstrecke, uS1, FLS

che Grenzschicht zu erkennen, die sich durch eine Abgrenzung zur Hauptströmung mit der Geschwindigkeit  $c_\infty$  auszeichnet, siehe SCHLICHTING [71].

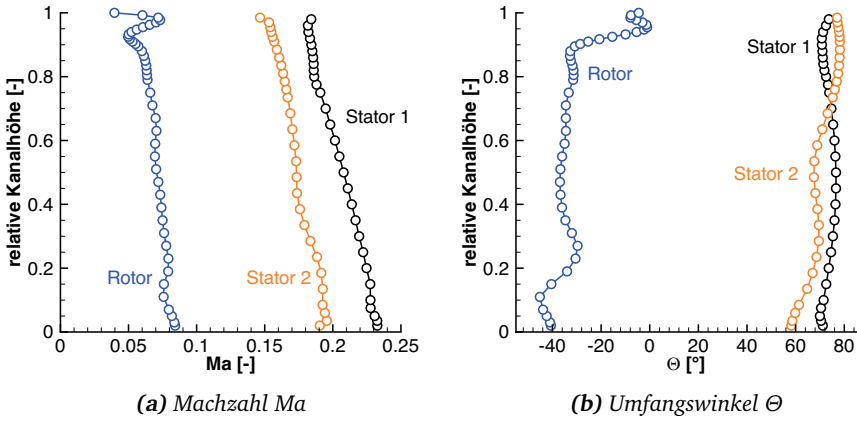
Die Abweichungen in Umfangsrichtung betrugen im untersuchten Bereich ca. 1 % der Machzahl. Sowohl für den Umfangswinkel  $\Theta$  als auch für den radialen Winkel  $\rho$  lagen die lokalen Abweichungen von der idealen Zuströmung bei  $\pm 1^\circ$  und sind bei den gegebenen Schaufelprofilen vernachlässigbar, da Hochdruckprofile in der Turbine eine geringe Empfindlichkeit auf Fehlanströmungen zeigen. Winkeldifferenzen unterhalb  $1^\circ$  sind für die Strömungsbildung am Profil unbedeutend. Die Turbulenz der Eintrittsgeschwindigkeit, die mit der Hitzdrahtsonde bestimmt wurde, lag bei ca. 5 %.

### 6.1.2 Überblick Turbinenströmung

Um einen Einblick in die Strömung der Turbine zu erhalten, werden zunächst die umfangsgemittelten Werte für die absolute Machzahl  $Ma$  und den Umfangswinkel  $\Theta$  in Abbildung 6.3 vorgestellt.

Stromab Stator 1 ist eine Abnahme der Geschwindigkeit mit zunehmendem Radius zu erkennen. Begründet wird diese Reduktion im Gehäusebereich durch das radiale Gleichgewicht, das in Kapitel 2.2 beschrieben wurde. Der Abströmwinkel zeigt einen annähernd konstanten Verlauf von ca.  $70^\circ$  über die gesamte Kanalhöhe.

Ferner zeigt die Rotorabströmung eine deutlich verringerte Machzahl und einen gegensinnig zur Rotorzuströmung gerichteten Drall. Die Leistungsentnahme im



**Abbildung 6.3:** Umfangsgemittelte Werte für die Schaufelabströmungen, FLS, FT

Rotor bedingt die Umlenkung und Reduktion der Absolutgeschwindigkeit. Im Gehäusebereich sind deutliche Unterschiede im Vergleich zum übrigen Kanal zu sehen, hier ist sowohl im Winkel als auch in der Geschwindigkeit ein deutlicher Einfluss der Rotorspitzenströmung ersichtlic. Eine verringerte Umlenkung am Gehäuse und eine reduzierte Geschwindigkeit bei 90 % der Kanalhöhe sind auf Verluste durch den Rotorspalt zurückzuführen.

Im zweiten Stator wird die Drallrichtung umgekehrt und die Strömung stark beschleunigt. Der Abströmwinkel zeigt mit steigender Kanalhöhe eine größere Umlenkung der Strömung an. In der Mitte zeigen sich im Vergleich zum restlichen Kanal eine verringerte Abströmmachzahl als auch ein geringerer Umfangswinkel.

### 6.1.3 Stationäre Ergebnisse stromab der Schaufelreihen

In den folgenden Abschnitten wird die im vorigen Absatz bereits vorgestellte globale Strömung anhand von zweidimensionalen Strömungsfeldtraversen detaillierter beschrieben. Dabei werden die Ergebnisse der Fünf-Loch- und Hitzdrahtsondenmessungen verwendet. Die Reihenfolge der Beschreibung entspricht der Abfolge der Durchströmung.

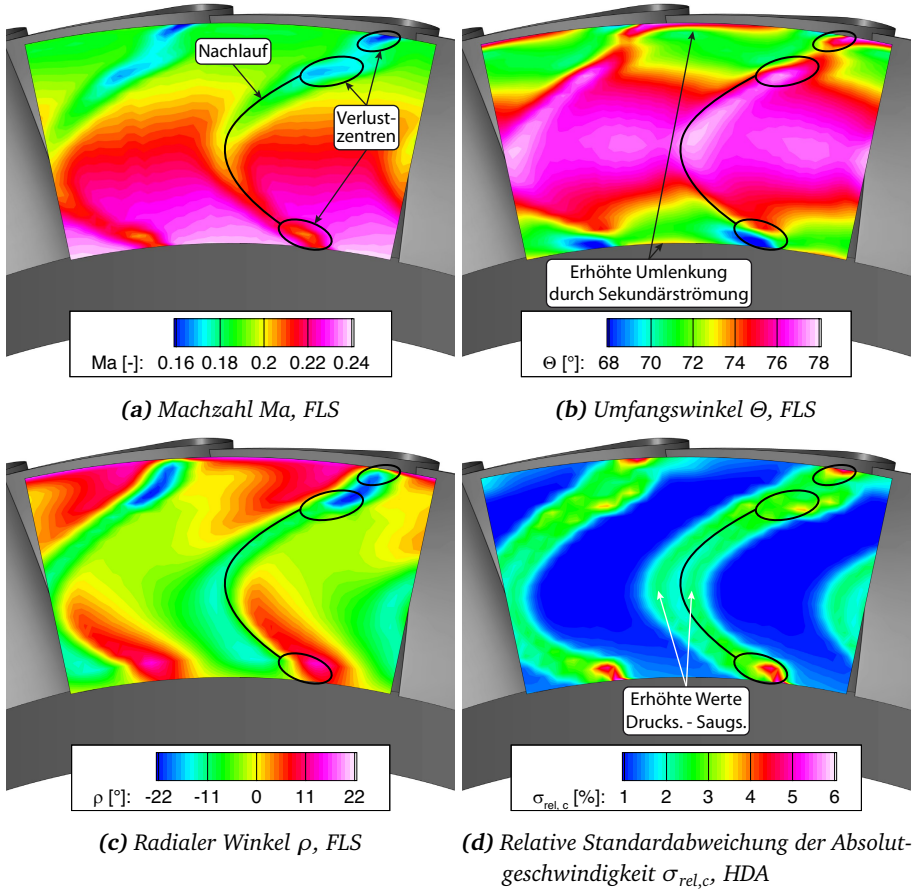


Abbildung 6.4: Abströmung Stator 1, dS1, FT

## Abströmung Stator 1

Die Abströmung von Stator 1 in Messebene dS1 wird sehr deutlich vom radialen Gleichgewicht des statischen Drucks geprägt. Eine große Geschwindigkeitsdifferenz, die in Abbildung 6.4a dargestellt ist, zwischen Nabe und Gehäuse ist ein Zeichen hierfür. Deutlich zu erkennen ist der bogenförmige Nachlauf der Schaufeln mit den Sekundärströmungszentren an den Endwänden, wobei die Form des Nachlaufs in Abbildung 6.4b durch den ungleichförmigen Abströmwinkel hervorgerufen wird.

---

Im Gehäusebereich wird die Strömung aufgrund von Sekundäreffekten der Grenzschicht in den oberen 5 % des Kanals stärker umgelenkt und bewirkt durch die Verzerrung eine Aufteilung in zwei Verlustzentren.

Eine Reduzierung der Umlenkung an den Endwänden wurde während der Auslegung des Schaufelprofils festgelegt und ist in unterschiedlichen Metallwinkeln über die Schaufelhöhe begründet. Prinzipiell erfordern größere Umlenkwinkel höhere Druckdifferenzen zwischen Druck- und Saugseite der Passage, siehe Kapitel 2.1. Hohe Druckverhältnisse erzeugen verstärkt verlustbehaftete sekundäre Strömungsbewegungen in Endwandnähe, siehe auch Kapitel 2.2. So können durch eine reduzierte Umlenkung und somit durch eine geringere Druckdifferenz in den Endwandbereichen die Sekundärströmungen vermindert werden. In der direkten Nähe zu den Endwänden sind erhöhte Abströmwinkel zu erkennen, die auf eine verstärkte Umlenkung in der Grenzschicht schließen lassen.

Die radiale Geschwindigkeitskomponente in Abbildung 6.4c zeigt deutliche Sekundärströmungen in Gehäuse- und Nabennähe. Auf der Druckseite des Nachlaufs ist die Strömung zur Endwand gerichtet, während auf der Saugseite eine Strömung zur Kanalmitte festzustellen ist. Diese Strömungsbewegungen entsprechen den in Kapitel 2.2 vorgestellten Eigenschaften der Sekundärströmungen.

In Abbildung 6.4d ist die Verteilung der relativen Standardabweichung der Absolutgeschwindigkeit  $\sigma_{\text{rel},c}$ , die mit der Hitzdrahtanemometrie erfasst wurde, dargestellt und zeigt den Nachlauf der Statorschaufel und die Verlustzentren der Sekundärströmungen anhand erhöhter Werte. Die niedrigen Werte in der Kanal- und Passagenmitte zeigen eine unbeeinflusste Strömung in diesem Bereich an.

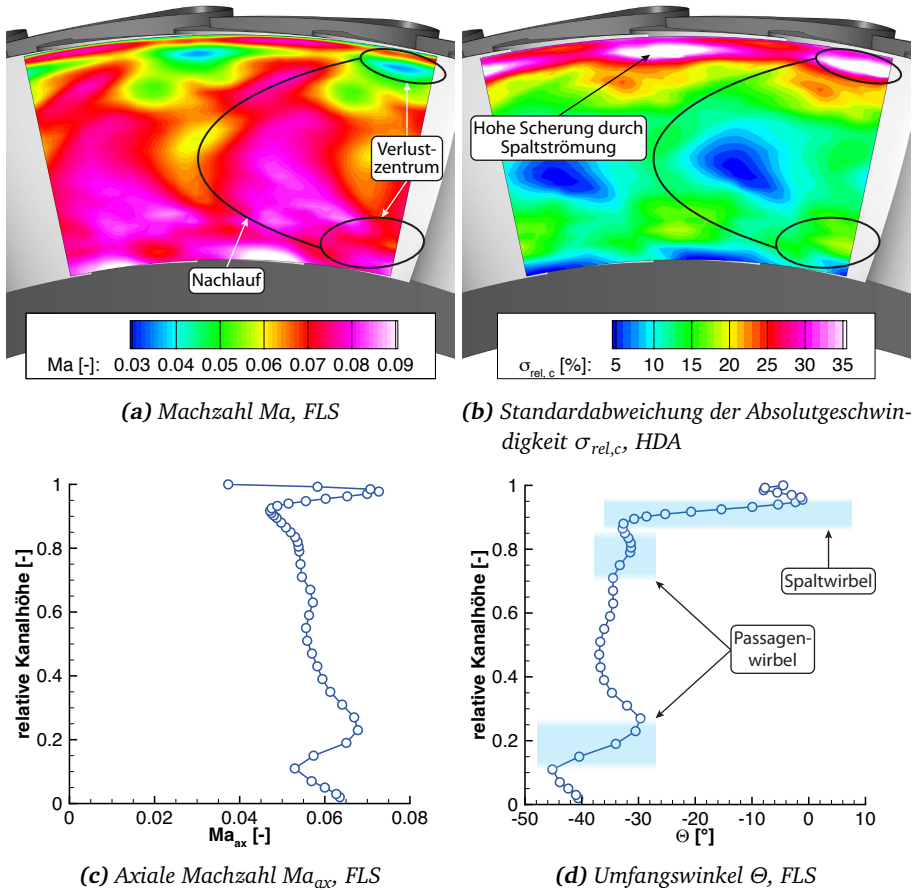
Die Struktur des Nachlaufs entspricht den in Kapitel 2.5 vorgestellten Eigenschaften. Es ist eine höhere Umlenkung für die Saugseite des Nachlaufs festzustellen, während auf der Druckseite geringere Werte erzielt werden. Des Weiteren ist die Druckseite der Nachlaufströmung mit einer höheren Axialgeschwindigkeit versehen als die Saugseite. Eine Betrachtung der Standardabweichung der Geschwindigkeit  $\sigma_{\text{rel},c}$  zeigt eine auffällige Verteilung im Bereich des Nachlaufs auf mittlerer Kanalhöhe mit einem doppelten Ausschlag in Umfangsrichtung<sup>54</sup>, der auf ein abwechselndes Abschwimmen eines Wirbels schließen lässt.

## ***Abströmung Rotor***

Stromab des Rotors, Messebene  $dRo$ , sind alle nicht-umfangssymmetrischen Strukturen durch die Abströmung des ersten Stators und dessen Interaktion mit dem Rotor

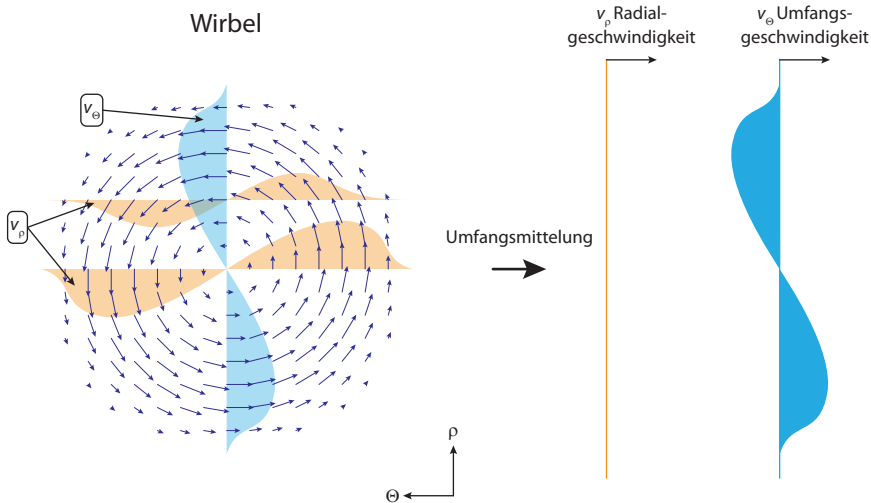
---

<sup>54</sup> Eine ergänzende Darstellung ist in Abbildung A.13 auf Seite 166 zu finden.



**Abbildung 6.5:** Abströmung Rotor, dRo, FT

bedingt, siehe Abbildung 6.5a. Aufgrund des stationären Charakters der Fünf-Loch-Sonden-Messwerte kann keine rotorrelative Auswertung erfolgen. Die Nachläufe und Verlustzentren des Stator 1 sind in der Standardabweichung der Geschwindigkeit in Abbildung 6.5b deutlich zu erkennen. Zusätzlich zu den umfangsgemittelten Machzahlen in Abbildung 6.3a wird in Abbildung 6.5c die axiale Machzahl  $Ma_{ax}$  und eine Vergrößerung des Umfangswinkels  $\Theta$  in Abbildung 6.5d gezeigt. Auffällig sind die starken Gradienten in der Nähe des Gehäuses für die Geschwindigkeiten und die Umfangswinkel. In diesem Gebiet wird die Auswirkung der Spaltströmung



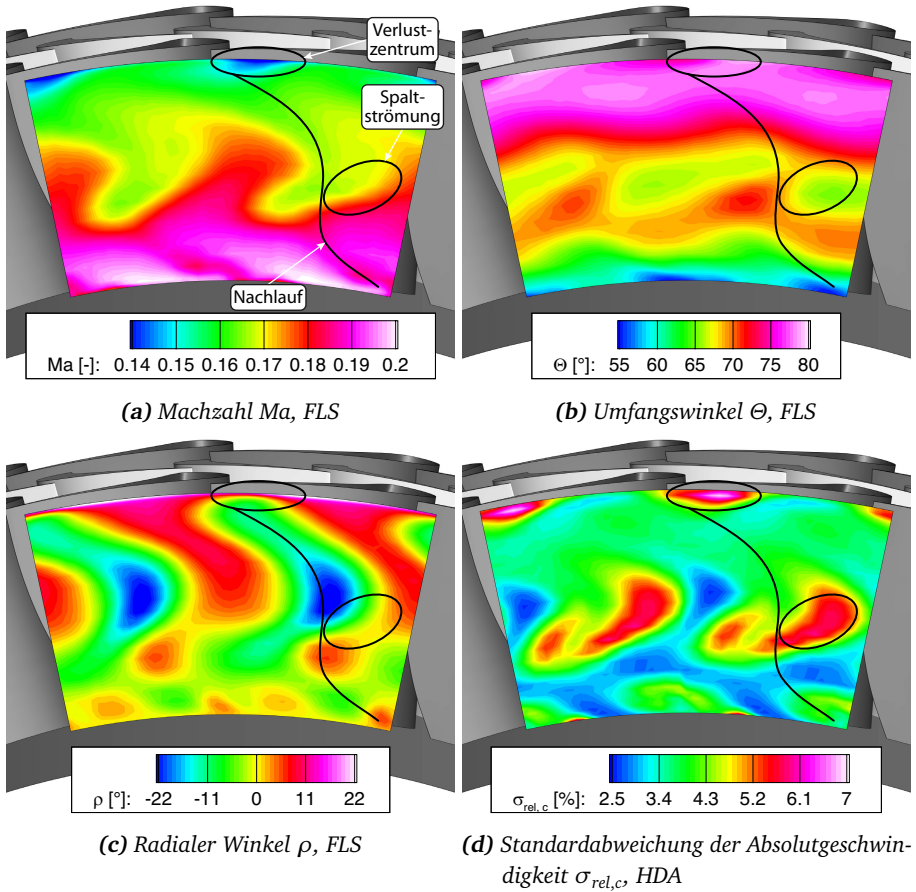
**Abbildung 6.6:** Wirbelstruktur im Umfangsmittel

erwartet, die einerseits die Umlenkung im Rotor reduziert, was eine verringerte Leistungsentnahme bedeutet, und die andererseits im Bereich um 90 % Kanalhöhe die Geschwindigkeit reduziert, bedingt durch Verluste in der Mischung von Spalt- und Passagenströmung.

Der Umfangswinkel  $\Theta$  in Abbildung 6.5d zeigt im Nabenbereich zur Kanalmitte hin ein Über- gefolgt von einem Unterschwingen des Verlaufs. Diese Form ist typisch für die Umfangsmittelung der Geschwindigkeitskomponenten oder Winkel einer Wirbelstruktur, wie in Abbildung 6.6 aufgezeigt ist. Die Mittelung der radialen Strömungswinkel gleicht die wechselnden Richtungen aus, während in Umfangswinkel und -geschwindigkeit eine Schwingung zu erkennen ist.

Die Höhe des Wirbels in Nabennähe beträgt ca. 25 % der Kanalhöhe, während die obere Hälfte des Kanals vom Passagen- und Spaltwirbel dominiert wird. Daher sind zwischen 70 % und 95 % Kanalhöhe zwei Schwingungen zu erkennen, die die gegensinnig rotierenden Wirbel anzeigen. In Gehäusenähe sind die Auswirkungen des Spaltwirbels zu sehen, während zur Kanalmitte hin die Auswirkungen des Passagenwirbels positioniert sind. Die Auswirkungen des Spaltwirbels erscheinen hierbei deutlich stärker.





**Abbildung 6.7:** Abströmung Stator 2, dS2-1, FT

## Abströmung Stator 2

Messebene dS2-1 zeigt die Abströmung der zweiten Statorreihe, die von einem in Umfangsrichtung gescherten Nachlauf in Abbildung 6.7a und einem Gebiet mit negativer Radialgeschwindigkeit in Abbildung 6.7c in der Kanalmitte geprägt wird. Die Scherung der Strömung in Abbildung 6.7b wird durch den in radialer Richtung zunehmenden Abströmwinkel der Schaufel bestimmt und erzeugt den in Umfangsrichtung gestreckten Nachlauf der Statorschaufel.

---

Ein Grund für die gewünschte höhere Umlenkung in der oberen Kanalhälfte ist die Reduktion des Geschwindigkeitsdefizits durch das radiale Gleichgewicht. Bereits die Anströmgeschwindigkeit des Stators ist durch die Verluste an den Schaufelspitzen des Rotors und die erhöhte Energieentnahme in diesem Bereich reduziert. Eine weitere Verringerung der Geschwindigkeit in der oberen Kanalhälfte würde zu einer erschwerten Auslegung eines darauffolgenden Rotors führen.

Durch den Übergang in das rotierende Bezugssystem des Rotors wird den außenliegenden Bereichen des Kanals eine hohe Umfangsgeschwindigkeit aufgeprägt, die nach Euler und  $\Delta h_{\text{tot}} = u \cdot \Delta c_u$  zu einer hohen Leistungsentnahme an der Spitze führt. Eine bestimmte Umlenkung an der Spitze bewirkt eine höhere Leistung als eine äquivalente an der Nabe. Daher muss bei der Auslegung auf eine effiziente Anströmung der Rotorspitze geachtet werden.

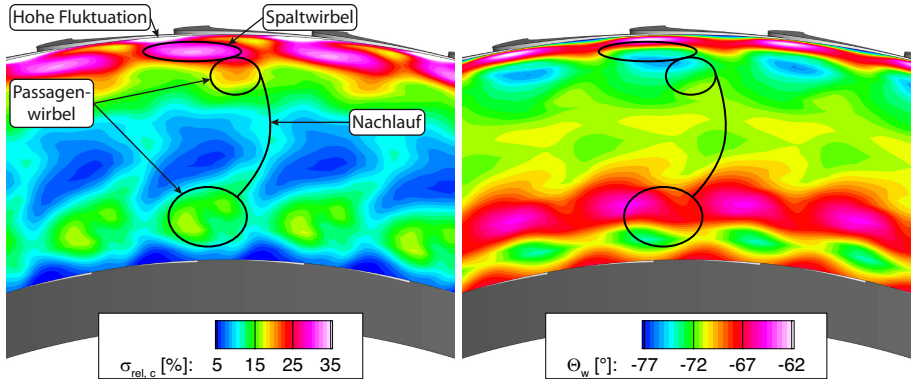
Das Gebiet negativen Radialwinkels in der Kanalmitte wird durch den Einfluss der Sekundärströmung in der Statorpassage auf die Schaufelspitzenströmung des Rotors verursacht. Das Fluid aus dem Rotorspitzenbereich strömt mit einem geringeren Umfangswinkel in die zweite Statorreihe ab als die übrige Kanalströmung, siehe Abbildung 6.5d, wodurch es zu einer negativen Inzidenz kommt. Eine Anpassung des Statorprofils für den geringen radialen Bereich zwischen 80 % und 100 % Kanalhöhe ist technisch nicht umsetzbar, da starke geometrische Gradienten im Hinblick auf Kühlung und Fertigung nicht zielführend sind.

Durch die geringe Empfindlichkeit eines Hochdruckturbinenprofils auf Fehlanströmungen sind keine funktionskritischen Auswirkungen zu erwarten, lediglich veränderte sekundäre Strömungen sind die Folge. Eine negative Inzidenz bewirkt eine verstärkte Anströmung der Saugseite der Schaufel. Es kommt zu einer Aufteilung der gehäusenahen Zuströmung, ein Teil der Strömung bewegt sich entlang der Saugseite, der übrige Teil der Strömung auf die Druckseite der Schaufel.

Die Sekundärströmungen auf der Saugseite bewegen das gehäusenahе Fluid, das bereits mit einem negativen Radialwinkel in die Schaufelreihe eingeströmt ist, zur Kanalmitte und bewirken erhöhte Schwankungswerte der Geschwindigkeit, siehe Abbildung 6.7d. Auf der Druckseite wird die Spaltströmung durch die Sekundärbewegungen entlang der Schaufeloberfläche zum Gehäuse befördert.

#### 6.1.4 Ergebnisse im Relativsystem des Rotors

Mit Hilfe der Hitzdrahtanemometrie werden instationäre Geschwindigkeits- und Winkeldaten ermittelt, wobei sich unterschiedliche Betrachtungsmöglichkeiten ergeben. Es können sowohl im Absolutsystem als auch im Relativsystem des Rotors



(a) Relative Standardabweichung der Absolutgeschwindigkeit  $\sigma_{rel,c}$

(b) Rotorrelativer Abströmwinkel  $\Theta_w$

**Abbildung 6.8:** Hitzdrahtergebnisse, dRo, stationäres Relativsystem, FT

stationäre und instationäre Datensätze erzeugt werden. Im Relativsystem unterscheiden sich die Betrachtungsweisen durch den periodischen Statoreinfluss<sup>55</sup>. Im Folgenden werden die stationären rotorrelativen Ergebnisse vorgestellt.

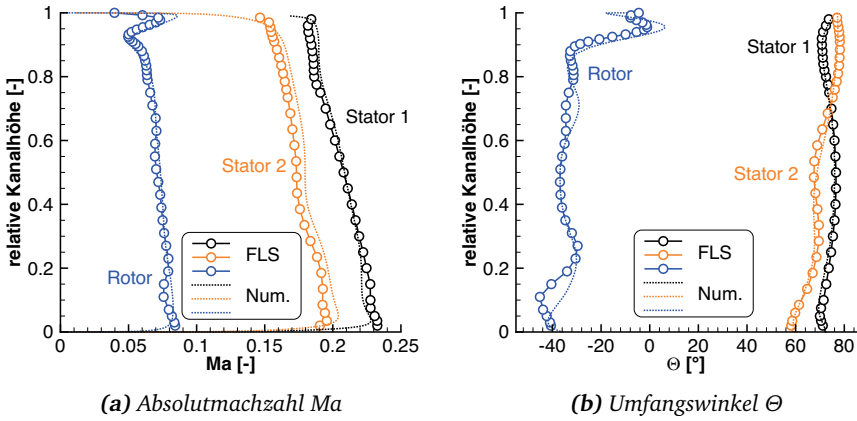
Um die Auswirkungen der Spalt- und Passagenwirbel zu untersuchen, eignet sich die in Abbildung 6.8a dargestellte Standardabweichung der Absolutgeschwindigkeit  $\sigma_{rel,c}$  besonders aufgrund der Eigenschaft der Wirbel, ein instationäres Verhalten zu zeigen. Diese Eigenschaft führt zu erhöhten Schwankungsbreiten in den ensemble-gemittelten Daten, siehe Formel (4.2).

Auffällig ist der große Bereich mit hohen Schwankungswerten in Nabennähe, die durch Sekundärströmungseffekte begründet sind. Eine eindeutige Trennung der jeweiligen Wirbel und Effekte in diesem Bereich ist nicht möglich. Die radial ausgehende Struktur in der Kanalmitte wird dem Nachlauf der Schaufel zugeordnet.

Im gehäusenahen Bereich können drei Strukturen differenziert werden. Die elliptische Ausdehnung repräsentiert den Spaltwirbel, wobei die Form durch die schräge Schnittrichtung zwischen Messebene und Wirbelachse<sup>56</sup> bedingt ist.

<sup>55</sup> Der Beobachter befindet sich im Relativsystem des Rotors, der von einer stationären umfangssymmetrischen Strömung beeinflusst wird.

<sup>56</sup> Die Wirbelachse verläuft annähernd parallel zur Saugseite der Rotorspitze, siehe Abbildung 3.5 auf Seite 47.

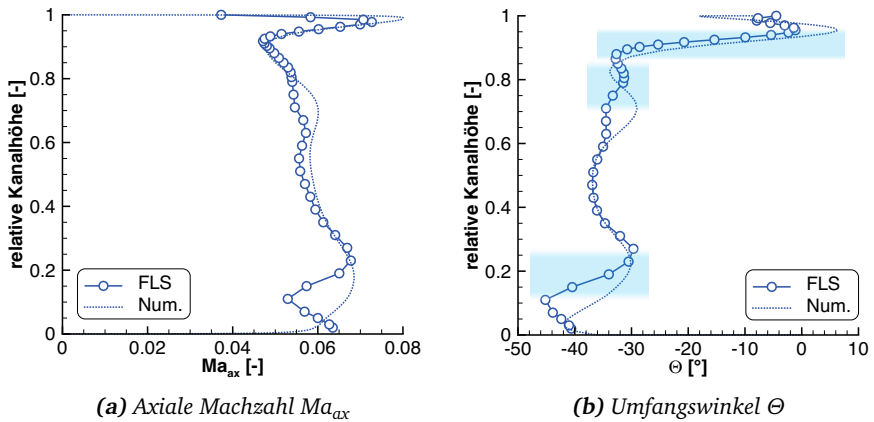


**Abbildung 6.9:** Umfangsgemittelte Werte für die Schaufelabströmungen, FLS + Num, FT

Rechts unterhalb des Spaltwirbels wird die radiale Struktur als Passagenwirbel identifiziert. Zwischen den beiden Wirbeln liegt das Interaktionsgebiet, das durch die entgegengerichteten Tangentialgeschwindigkeiten der Wirbel verstärkte Instationaritäten hervorruft. Links oberhalb des Spaltwirbels befindet sich das Interaktionsgebiet zwischen Spaltströmung und wandnaher Passagenströmung. Hier wird ebenfalls durch entgegengesetzt gerichtete Geschwindigkeiten eine hohe Fluktuation erzeugt und der Kratzwirbel gebildet, wobei dieser Wirbel nicht eindeutig zu identifizieren ist.

Wie in Abbildung 6.6 dargestellt, deuten lokal entgegengesetzte Strömungswinkel auf einen Wirbel hin. Der stationäre rotorrelative Abströmwinkel  $\Theta_w$  ist in Abbildung 6.8b dargestellt und zeigt Bereiche, die mit Hilfe der Standardabweichung als Wirbel identifiziert wurden und die ebenfalls in einer Betrachtung der Winkel als solche erkennbar sind. Der gehäusenaher Passagenwirbel ist nur schwach ausgeprägt im Gegensatz zum deutlichen nabennahen Wirbelgebiet. Ein abgeschwächter Passagenwirbel am Gehäuse wird durch die Aufteilung der Grenzschicht in einen Passagenwirbel und die Spaltströmung begründet<sup>57</sup>. Die Untersuchung der instationären rotorrelativen Strömung wird in Kapitel 6.8 präsentiert.

<sup>57</sup> Details sind in Kapitel 2.3 zu finden.



**Abbildung 6.10:** Umfangsgemittelte Werte für die Rotorabströmungen, dRo, FLS + Num, FT

### 6.1.5 Validierung der numerischen Strömungssimulation

Dieser Abschnitt gibt einen Ausblick auf die Leistungsfähigkeit der numerischen Simulation durch einen Vergleich mit Messergebnissen. Die umfangsgemittelten Ergebnisse für die Machzahl und den Abströmwinkel der Statorabströmungen, dargestellt in Abbildung 6.9, zeigt eine gute Übereinstimmung mit den Messwerten. Die Stator 1-Abströmung wird mit einer guten Übereinstimmung und Differenzen unterhalb 3 % vorhergesagt, jedoch zeigt sich für den zweiten Stator eine Verschiebung von ca. 5 % zu höheren Werten in der Numerik. Die Winkeldifferenzen zeigen für Stator 1 eine maximale Abweichung von  $1,5^\circ$  und für Stator 2 einen Wert von  $2,5^\circ$ , wobei für Stator 2 eine Abweichung von der Form des Winkelverlaufs sichtbar ist. Insgesamt zeigt die numerische Simulation eine gute Übereinstimmung mit den gemessenen Mittelwerten.

Die Rotorabströmung in Abbildung 6.10 zeigt größere Differenzen zwischen Messung und Numerik als die Statorströmung. Hauptsächlich im Bereich des Spalt- und der Passagenwirbel an Nabe und Gehäuse stimmen die Vorhersagen nicht mit den Messergebnissen überein. Die Machzahl zeigt eine Differenz von ca. 8 % für die Bereiche der Passagenwirbel, während für den Spaltwirbel 15 % Unterschied sichtbar sind. Die Stärke der Schwingung im Abströmwinkel für den nabenseitigen Passagenwirbel wird zutreffend vorhergesagt, jedoch zeigt sich das Phänomen zur Nabe verlagert. Der gehäusenahen Passagenwirbel zeigt in der numerischen Simulati-

---

on eine deutlich stärkere Winkelschwingung und eine größere Ausdehnung. Für den Spaltwirbel zeigen sich geringe Winkelunterschiede unterhalb von  $3^\circ$ . Die numerische Vorhersage trifft die Rotorabströmung zufriedenstellend, jedoch zeigen sich im Bereich des gehäusenahen Passagenwirbels deutliche Differenzen zur Messung.

Ein Vergleich<sup>58</sup> der Strömungsfeldtraversen zwischen der Fünf-Loch-Sonden-Messung und der numerischen Simulation zeigt für die Abströmung von Stator 1 in Abbildung 6.11 eine gute Übereinstimmung bei Geschwindigkeit und Abströmwinkel. Alle identifizierten Nachlaufphänomene werden in Wert und Form zufriedenstellend wiedergegeben. Die C-Form des Nachlaufs erscheint mit einer etwas verringerten Ausdehnung in Umfangsrichtung, was durch die fehlende Übereinstimmung der Messebene erklärt wird. Es ist zu erwarten, dass sich die Form der Nachläufe angleicht, wenn die Auswerteebenen an identischer Stelle positioniert wären.

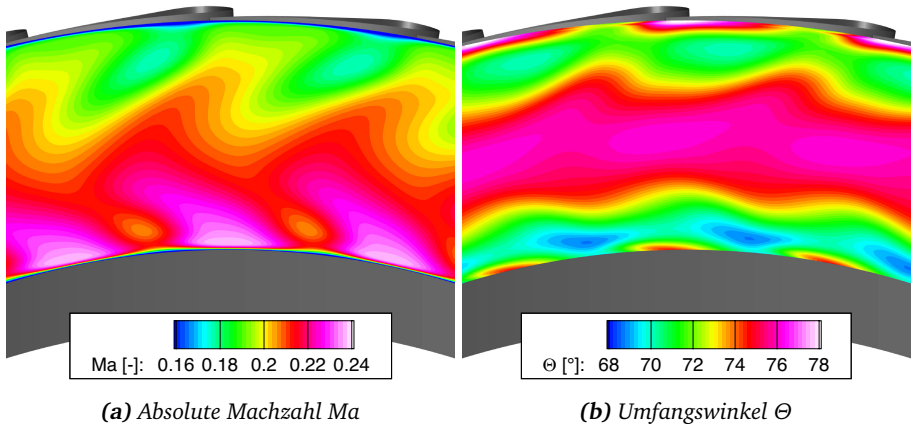
Für die rotorrelativen Ergebnisse kann ein Vergleich der relativen Standardabweichung der Absolutgeschwindigkeit nicht gezeigt werden, da ein entsprechender numerischer Wert nicht verfügbar ist. Stattdessen liefert die Numerik Größen, die nicht zuverlässig durch eine Messung bestimmbar sind. Zu Vergleichszwecken wird in Abbildung 6.12a die Entropie  $s$  im Relativsystem des Rotors dargestellt. Die qualitativen Übereinstimmungen zwischen der Entropie und der relativen Standardabweichung der Absolutgeschwindigkeit aus Abbildung 6.8a sind gut und zeigen die Passagenwirbel an Nabe und Gehäuse sowie den Nachlauf und den Spaltwirbel an ähnlichen Positionen. Eine weitere Interpretation ist aufgrund der fehlenden physikalischen Gemeinsamkeiten der Größen nicht möglich.

Der rotorrelative Abströmwinkel  $\Theta_w$  in Abbildung 6.12b zeigt qualitativ eine Übereinstimmung mit den Messergebnissen aus Abbildung 6.8b. Die Werte liegen deutlich auseinander, jedoch muss der Versatz zwischen Messdaten und numerischen Ergebnissen beachtet werden.

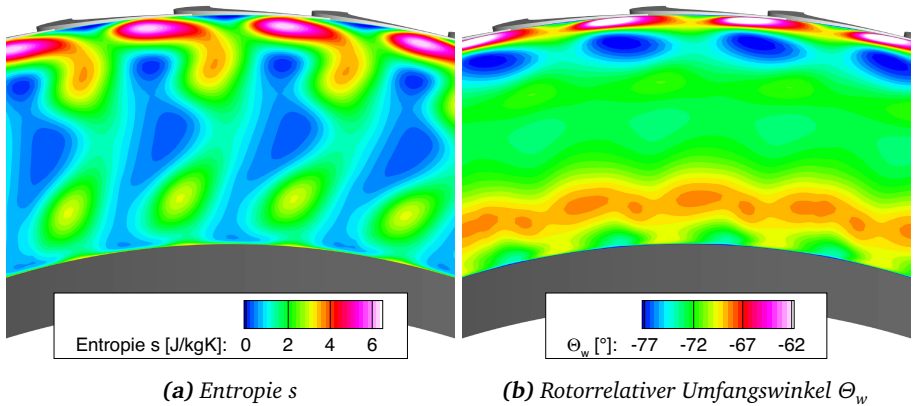
Zusammenfassend zeigt die numerische Simulation qualitativ eine gute Übereinstimmung mit den Messergebnissen, während die Zahlenwerte leicht differieren. Die größten Abweichungen sind in der Vorhersage der Passagenwirbel in der Rotorabströmung zu finden. Sowohl Position als auch Größe der Passagenwirbel werden nicht zufriedenstellend wiedergegeben. Eine mögliche Ursache ist eine niedrige

---

<sup>58</sup> In Kapitel A.8 auf Seite 163 sind die Messdaten und numerischen Ergebnisse zur besseren Vergleichbarkeit direkt gegenübergestellt.



**Abbildung 6.11:** Ergebnisse der numerischen Simulation für die Abströmung von Stator 1, dS1, Num, FT



**Abbildung 6.12:** Ergebnisse der numerischen Simulation für die Rotorabströmung im stationären Relativsystem, dRo, Num, FT

Netzauflösung in den betreffenden Bereichen. Die Netzverfeinerung findet in 15 % der relativen Kanalhöhe nahe den Endwänden statt und deckt somit den Bereich der Passagenwirbel in der Rotorabströmung nicht ab. Die Auswirkungen der Spaltströmung zeigen in Wert und Form eine gute Übereinstimmung und legen eine Weiterverwendung der Daten nahe.

---

## 6.2 Vergleich der flachen Spitze mit der Squealer-Kavität

---

Im folgenden Abschnitt werden die Unterschiede zwischen der flachen Spitze und der Squealer-Kavität anhand von gemessenen und gerechneten Daten zwischen den Schaufelreihen aufgezeigt. Zusätzlich werden Wanddruckdaten verwendet, um einen Einblick in die Spaltströmung zu erhalten.

Ein Vergleich der rotorrelativen Abströmgrößen in den Abbildungen 6.13a und 6.13b zeigt geringe Unterschiede für die rotorrelative Machzahl  $Ma_w$  und den rotorrelativen Umfangswinkel  $\Theta_w$ . Die Differenz zwischen den Spitzenkonfigurationen liegt für die Abströmmachzahl in einem sehr geringen Intervall von 0,001, was ca. 0,5 % des Absolutwerts darstellt. Auch im Spitzenbereich sind lediglich geringe Unterschiede festzustellen.

Für den Umfangswinkel ist für die Squealer-Kavität zwischen 40 % und 80 % Kanalhöhe ein betragsmäßig größerer Wert erkennbar. Unter Beachtung der Euler-Formel in (2.6) bedeutet eine erhöhte Umlenkung bei konstanter Geschwindigkeit eine höhere Leistungsumsetzung. Die Differenz beträgt ca.  $0,25^\circ$ , was im Vergleich zur minimalen Messgenauigkeit gering ist. Außerhalb dieses Bereichs sind im Kanal keine signifikanten Differenzen feststellbar.

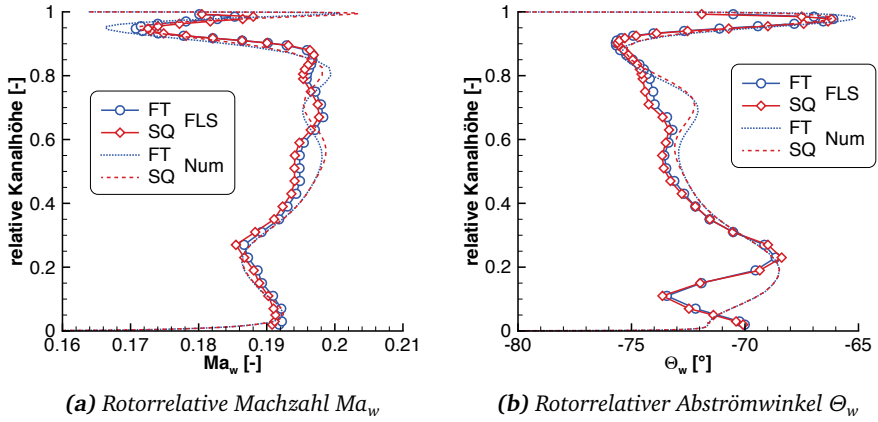
Der Vergleich der numerischen Ergebnisse zeigt lediglich zwischen 50 % und 70 % Kanalhöhe einen vergrößerten Abströmwinkel und eine erhöhte Machzahl beim Einsatz der Squealer-Kavität, während zwischen 85 % und 95 % eine Verringerung der Umlenkung und eine Erhöhung der Geschwindigkeit zu erkennen ist. Diese Beobachtungen sind für die erwartete Abschwächung des Wirbels plausibel, erlauben aber keine detaillierte Beschreibung der Auswirkungen.

Ein Vergleich des stationären rotorrelativen Abströmwinkels  $\Theta_w$  stromab des Rotors in Abbildung 6.14 zeigt ebenfalls nur marginale Unterschiede. Für die übrigen gemessenen Größen verhält es sich ähnlich, und es ist keine signifikante Änderung festzustellen. Abbildung 6.15 zeigt den Druckbeiwert<sup>59</sup>  $c_p$  an der Gehäusewand für die flache Spitze und die Squealer-Kavität, wobei auf der linken Seite die Messergebnisse und in der Mitte die Resultate der numerischen Simulation gezeigt werden. Auf der rechten Seite ist die relative Standardabweichung des statischen Wanddrucks  $\sigma_{rel,p}$  dargestellt, die bei der Identifikation instationärer Phänomene dienlich ist. Hierbei wurde für die Darstellung der Gehäuseradius abgewickelt und die Turbinenachse verläuft horizontal.

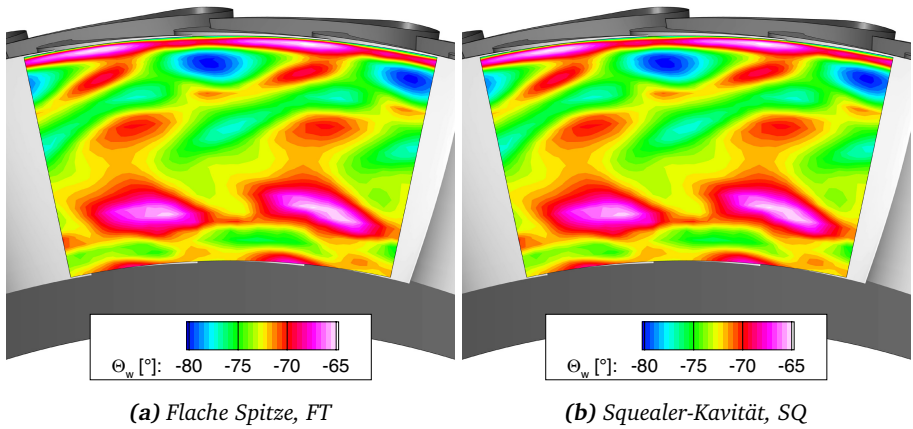
---

<sup>59</sup> Die Definition ist in Formel (4.3) auf Seite 59 zu finden.





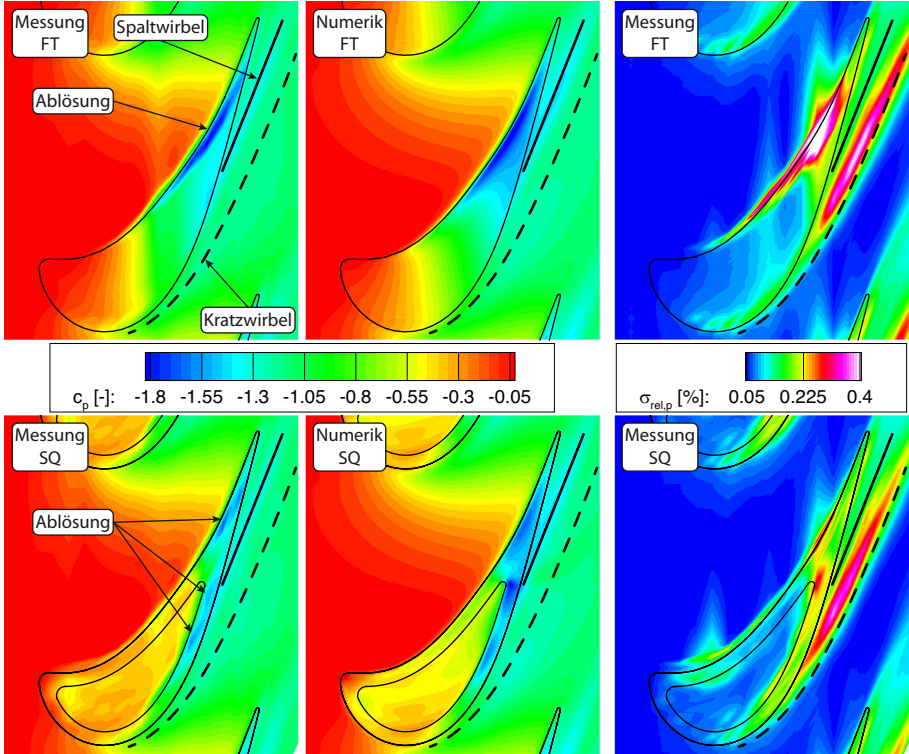
**Abbildung 6.13:** Rotorrelative Größen stromab des Rotors, dRo, FLS + Num, FT + SQ



**Abbildung 6.14:** Rotorrelativer Abströmwinkel stromab Rotor; dRo, FLS, FT + SQ

Die Druckdifferenzen zwischen Druck- und Saugseite der Schaufel sind deutlich zu erkennen, wobei sich das Maximum der Differenz im hinteren Teil der Schaufel befindet. Minimale Werte treten im hinteren Bereich der Druckseite auf und deuten auf hohe Geschwindigkeiten<sup>60</sup> in diesem Bereich hin, in dem darüber hinaus die

<sup>60</sup> Für die Schaufelspitze kann in erster Näherung von einem konstanten Totaldruck ausgegangen werden. Eine Verringerung des statischen Drucks lässt auf einen erhöhten dynamischen Druck und eine gestiegene Geschwindigkeit schließen.



**Abbildung 6.15:** Druckbeiwert  $c_p$  der Messung (links), Druckbeiwert  $c_p$  der numerischen Simulation (Mitte) und relative Standardabweichung des statischen Wanddrucks  $\sigma_{rel,p}$  der Messung (rechts), FT oben und SQ unten

*vena contracta* und die Ablösung an der Kante erwartet wird. Stromab der Saugseite befindet sich ein Bereich niedrigen Drucks, der als Auswirkung des Spaltwirbels erachtet wird. Durch die Tangentialgeschwindigkeit des Wirbels wird an der Gehäusewand der statische Druck abgesenkt.

Die Konfiguration mit der Squealer-Kavität zeigt ein deutlich verändertes Strömungsfeld im Spalt. Zusätzlich zum Ablösegebiet an der Druckseite, das eine deutlich geringere Ausdehnung aufweist, treten am saugseitigen Kamm der Kavität zwei zusätzliche Minima auf. Am druckseitigen Kamm zeigt sich ein relativ gemäßigter Druckunterschied zur Passage mit einem konstanten Verlauf, der auf eine gleichblei-

---

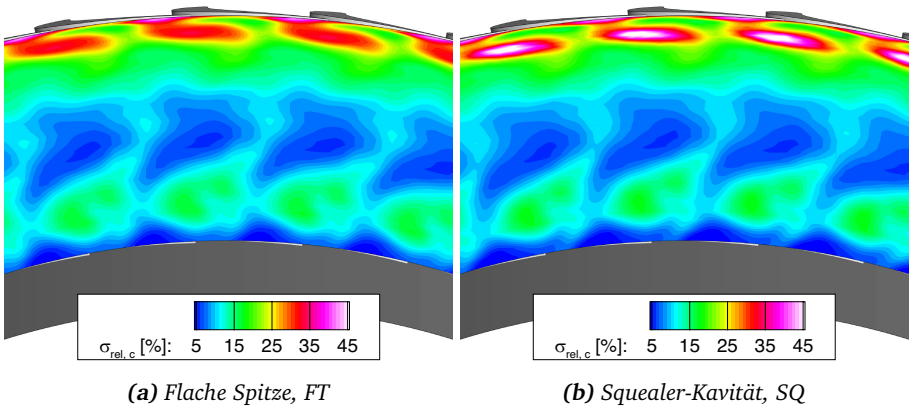
bende Einströmung in die Kavität mit geringerer Geschwindigkeit und schwacher Ablösung schließen lässt.

Lediglich der hintere Teil des druckseitigen Kamms erreicht niedrigere Druckwerte und damit eine erhöhte Eintrittsgeschwindigkeit mit verstärkter Ablösung. Der Bereich der Schaufel, der nicht von der Kavität bedeckt ist, zeigt ein ähnliches Strömungsbild wie die flache Spitze. Vergleichend ist eine Erhöhung des Wanddrucks durch die Kavität im Bereich des Spaltwirbels erkennbar und lässt auf eine verringerte Tangentialgeschwindigkeit schließen. Eine Bewertung kann aufgrund einer geringen räumlichen Aussagekraft des statischen Wanddrucks nicht erfolgen, jedoch werden wertvolle Informationen über die Strömung im Spaltzenspalt gewonnen.

Die relative Standardabweichung des statischen Wanddrucks  $\sigma_{rel,p}$  in Abbildung 6.15 auf der rechten Seite verdeutlicht die Positionen der Ablösungen auf der Schaufelspitze. Analog zu Wirbeln zeichnen sich Gebiete mit Ablösungen durch Schwankungen der Geschwindigkeit und der Position aus, was zu erhöhten Standardabweichungen führt. Ein Gebiet hoher Schwankung ist in axialer Richtung benachbart zum Spaltwirbel sichtbar. In diesem Bereich wird die Interaktion der Spaltströmung mit der gehäusenahen Grenzschicht erwartet, die infolge der Rotation der Schaufel mit gegengerichteten Geschwindigkeiten aufeinander treffen. Angrenzend zu dem Gebiet wird der Kratzwirbel erwartet. Die Schwankungswerte der Interaktion werden durch die Squealer-Kavität deutlich abgesenkt.

Auffällig beim Vergleich der relativen Standardabweichungen der Absolutgeschwindigkeit stromab des Rotors, siehe Abbildung 6.16, sind die erhöhten Werte im gehäusenahen Bereich für die Squealer-Konfiguration. In der unteren Hälfte der Passage zeigen die Werte eine gute Übereinstimmung. Für Bereiche des Spaltwirbels und des Interaktionsgebiets mit dem Kratzwirbel ist eine Steigerung der Standardabweichung bezogen auf die flache Spitze um ca. 40 % zu erkennen. Die Squealer-Kavität, die aufgrund der periodischen Anströmung durch den Nachlauf des ersten Stators keine konstante Ein- und Auströmung in dieselbige aufweist, bewirkt eine höhere Standardabweichung der Spaltaustrittsströmung. Die Ablösung beim Eintritt in den Spalt wird durch die Kavität deutlich näher an die Saugseite gebracht.

Die Strömung bei der flachen Spitze kann eine längere Strecke von der Ablösung bis zur Saugseite zurücklegen. Dabei wird die Geschwindigkeitsschwankung dissipiert und die Instationarität nimmt ab. Im Gegensatz dazu wird bei der Ausströmung aus der Kavität die Lauflänge der Strömung drastisch reduziert, es kommt nicht zu einem Wiederanlegen, und die Spaltströmung tritt mit einer hohen Instationarität

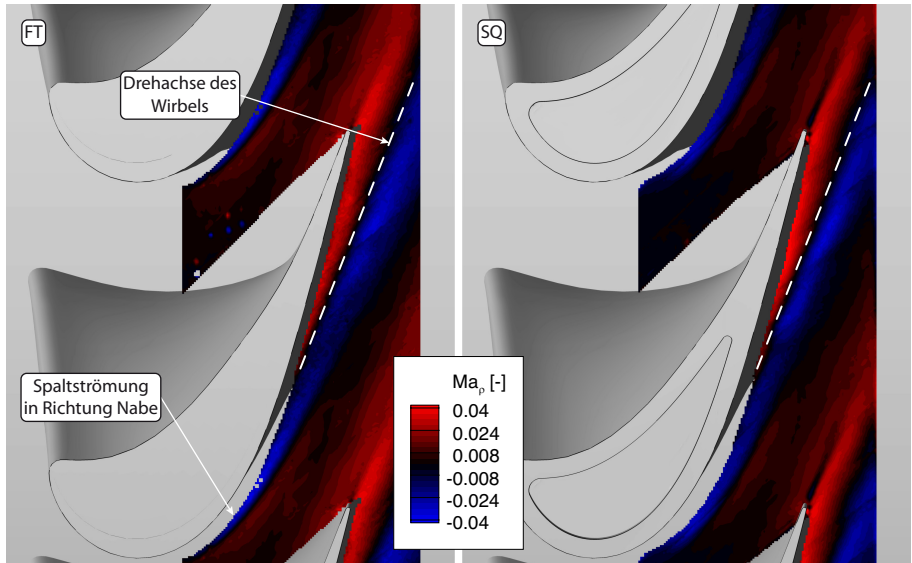


**Abbildung 6.16:** Standardabweichung der Absolutgeschwindigkeit  $\sigma_{rel,c}$  im stationären Relativsystem, dRo, HDA, FT + SQ

aus. Diese Überlegung wird nicht durch die Standardabweichung des Wanddrucks untermauert, jedoch ist auch hier dessen räumliche Aussagekraft begrenzt und kann keine Aussage über die gesamte Spaltströmung machen.

In Abbildung 6.17 sind die Radialgeschwindigkeiten  $v_\rho$  der SPIV-Messung auf 96 % der relativen Kanalhöhe zu erkennen. Die Ergebnisse zeigen den Verlauf des Spaltwirbels deutlich an. Wie erwartet, deuten Gebiete entgegengesetzter Radialgeschwindigkeit, die durch einen Bereich mit geringen Geschwindigkeiten getrennt werden, eine Drehbewegung der Strömung mit der Drehachse in der Ebene an. Abbildung 6.6 auf Seite 88 zeigt mehrere Schnittebenen in Umfangsrichtung mit den entsprechenden Radialgeschwindigkeiten und verdeutlicht die Anzeichen eines Wirbels in der SPIV-Messung.

Eine deutliche Größen- und Geschwindigkeitszunahme des Wirbelgebiets ist mit Durchströmen der Passage erkennbar. Die Bestimmung des Zentrums des Spaltwirbels in radialer Richtung ist indes nicht möglich. Die Anzeichen eines Wirbels in der Radialgeschwindigkeit sind für alle Schnittebenen parallel zur Achse erfüllt und unterscheiden sich lediglich durch Größe und Geschwindigkeitsniveau. Weiterhin ist ein Gebiet negativer Radialgeschwindigkeit stromauf des Spaltwirbels zu sehen. Hier strömt der Spaltmassenstrom in Richtung der Nabe, jedoch kommt es nicht zu einer Aufrollbewegung, was durch die abwesenden positiven Radialgeschwindigkei-



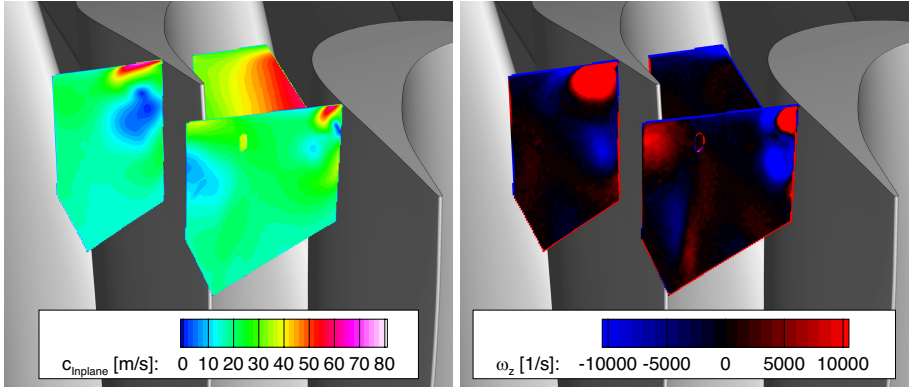
**Abbildung 6.17:** Radiale Machzahl  $Ma_p$  auf 96 % Kanalhöhe, SPIV, FT + SQ

ten zu erkennen ist.

Ein Vergleich der flachen und Squealer-Spitze zeigt eine geringe Reduzierung der Radialgeschwindigkeit. Die Differenz in der maximalen radialen Geschwindigkeit zwischen den Spitzenkonfigurationen liegt bei ca. 5 %. Es ist zu beachten, dass eine Verlagerung des Wirbels im Kanal ebenfalls zu einer veränderten Geschwindigkeit führen würde. Wie auch von BRANDSTETTER *et al.* [10] gezeigt wurde, kann durch die Betrachtung der Radialgeschwindigkeit eine Veränderung des Spaltwirbels erkannt werden, aber nicht eindeutig einer Geschwindigkeits-, Größen- oder Lageränderung zugeordnet werden. Es werden integrale Größen benötigt, die objektiv eine Veränderung des Wirbels anzeigen können. Die Einführung dieser Größen wird im folgenden Kapitel beschrieben.

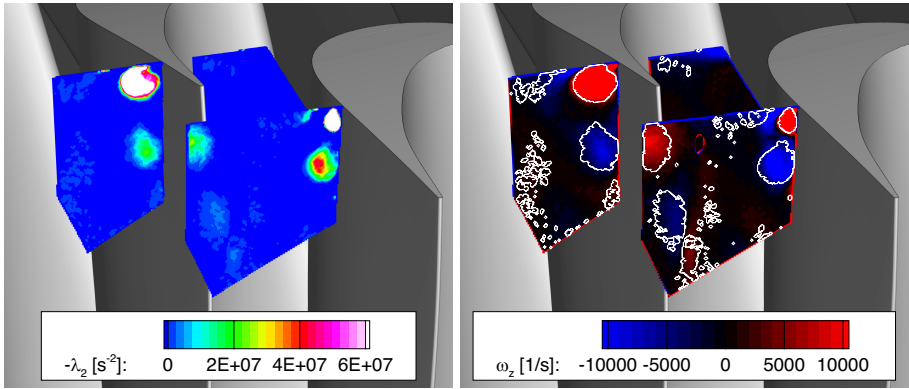
### 6.3 Ergebnisse des $\lambda_2$ -Wirbelkriteriums

Eine Anwendung des  $\lambda_2$ -Kriteriums, das in Kapitel 2.6 vorgestellt wurde, bietet sich für die mittels BPIV gewonnenen Daten an, da Wirbelstrukturen an der Rotorschau-



**(a)** Geschwindigkeit in der dargestellten Mess-  
ebene  $c_{\text{Inplane}}$

**(b)** Wirbelstärke  $\omega_z$



**(c)**  $\lambda_2$  in der Passage

**(d)** Wirbelstärke  $\omega_z$  und  $\lambda_2 < 0$

**Abbildung 6.18:** Strömung in der Rotorpassage, BPIV, FT

felspitze überwiegend senkrecht zur Wirbelachse vermessen wurden. Im Folgenden werden ausschließlich Daten gezeigt, die mit dem stationären Geschwindigkeitsfeld im Bezugssystem des Rotors ausgewertet wurden, womit ein periodischer Einfluss des Stators ausgemittelt wurde. Abbildung 6.18a zeigt zwei Messebenen an 86 % und 116 % der dimensionslosen Saugseitenprofillänge  $l_s$  mit den Geschwindigkeiten in diesen Ebenen  $c_{\text{Inplane}}$  als Farbkontur. Bereiche mit hoher Geschwindigkeit direkt am Spalt sind gut zu erkennen. Die Strömung tritt hier mit einem hohen Impuls in

---

die Schaufelpassage ein.

Eine Betrachtung der Wirbelstärke<sup>61</sup> senkrecht zur Messebene  $\omega_z$  in Abbildung 6.18b, die aus den Geschwindigkeitskomponenten in der Messebene errechnet wurde, zeigt Bereiche mit hohen und niedrigen Werten und lässt auf Wirbelstrukturen schließen. In beiden Ebenen sind jeweils drei unterscheidbare Gebiete in der Nähe des Spalts zu erkennen. Die Unterscheidung zwischen positiven und negativen Werten wird durch die Drehrichtung des jeweiligen Wirbels bewirkt. Somit kann zwischen dem mathematisch positiv drehenden Spaltwirbel und dem negativ rotierenden Kratz- und Passagenwirbel unterschieden werden. Auffällig sind die hohen Werte am Rand des Berechnungsgebiets, die durch den großen Gradienten zwischen den realen Werten in der Strömung und dem unstetigen Übergang im Randbereich mit dem Geschwindigkeitswert Null entstehen.

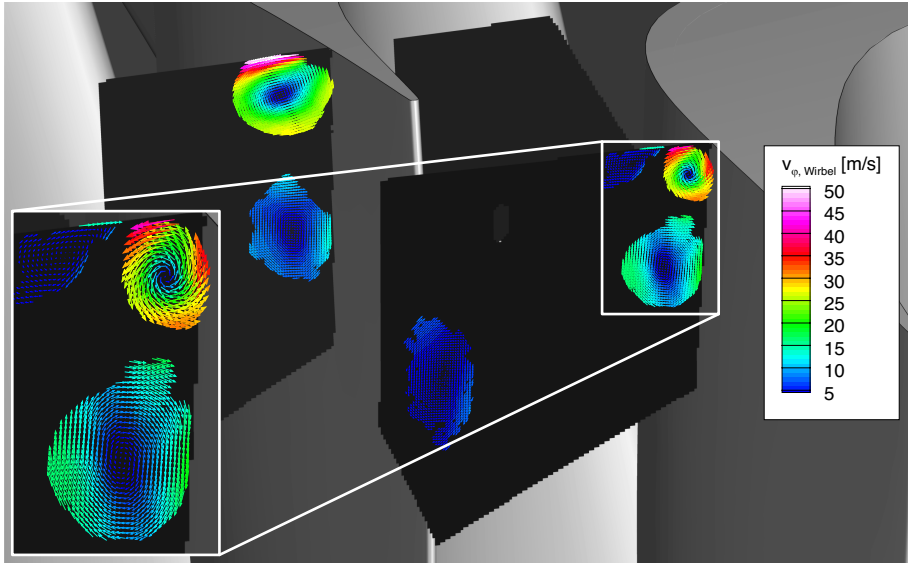
Eine Darstellung der negativen  $\lambda_2$ -Werte in Abbildung 6.18c zeigt die vorhandenen Wirbel sehr deutlich an. Der physikalische Wert von  $\lambda_2$  hat keine strömungsphysikalisch verwertbare Aussagekraft, daher wird im Folgenden die Grenze zwischen Null und negativen Werten verwendet. Eine Überlagerung der  $\lambda_2$ -Werte mit der Wirbelstärke zeigt die gute Übereinstimmung zwischen der Beobachtung mittels der Wirbelstärke und der berechneten Ausdehnung der Wirbel durch das  $\lambda_2$ - Kriterium, dargestellt in Abbildung 6.18d. Auffällig sind das sehr niedrige Rauschen zwischen den Wirbeln und die niedrigen Werte am Berechnungsrand. Mit *Rauschen* werden Strukturen bezeichnet, die für eine messbare Wirbelerscheinung zu klein sind.

Um das Auftreten dieser kleinskaligen Gebiete zu verringern, wurde ein  $3 \times 3$  Median-Filter auf die Vektorfelder angewandt. Es konnten keine starken Beeinflussungen der Wirbelzonen erkannt werden, lediglich die Ränder der Wirbel wurden geglättet und Übergangsbereiche zwischen den Wirbeln deutlicher getrennt. Die Operation wurde ausschließlich für die Berechnung des  $\lambda_2$ -Werts durchgeführt. Eine objektive Eingrenzung, die auch rechnerisch durchgeführt werden kann, ist mit Hilfe des  $\lambda_2$ -Werts möglich. Somit können die Wirbelzonen von der übrigen Strömung isoliert betrachtet werden.

Die Isolierung der Wirbelstrukturen und die anschließende Berechnung der Geschwindigkeitskomponenten im Wirbel und dessen Zentrum mit den Formeln (2.19) bis (2.22) ergibt die Tangentialgeschwindigkeit im Wirbel  $v_{\varphi, \text{Wirbel}}$ , dargestellt in Abbildung 6.19 als Färbung der Geschwindigkeitsvektoren im Wirbel. Dabei wurden alle Geschwindigkeitskomponenten, die nicht als Wirbel identifiziert wurden, zu

---

<sup>61</sup> Die Wirbelstärke  $\omega$  wird durch  $\vec{\omega} = \vec{\nabla} \times \vec{v}$  berechnet, siehe SPURK & AKSEL [76].



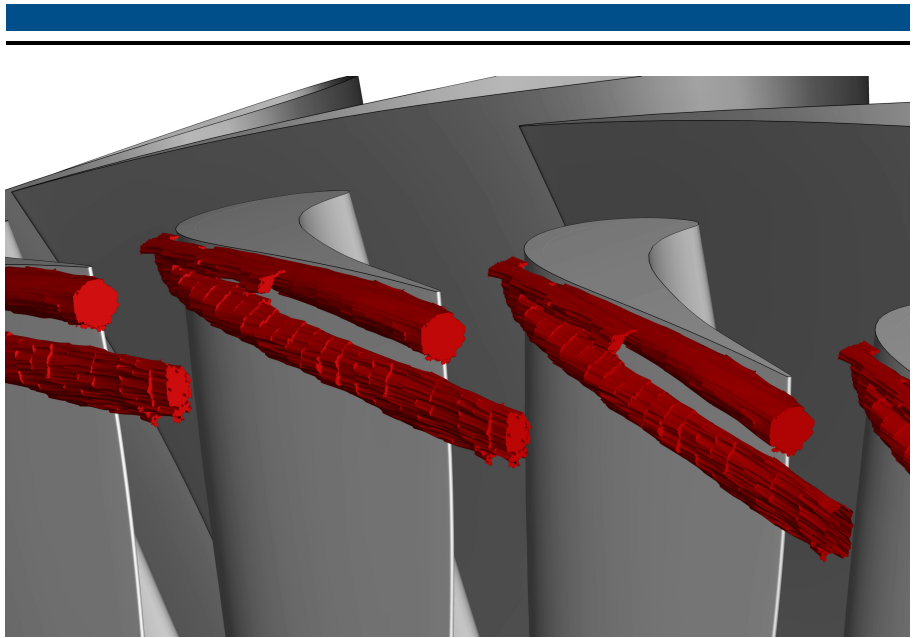
**Abbildung 6.19:** Geschwindigkeitsvektoren in den Wirbeln, Farbkontur zeigt die Umfangsgeschwindigkeit bezogen auf das Wirbelzentrum  $v_{\varphi, \text{Wirbel}}$ , Rotorpassage, BPiV, FT

Null gesetzt. Die Auswahl der auszuwertenden Flächen erfolgt manuell, worauf der Algorithmus die zusammenhängende Fläche mit  $\lambda_2 < 0$  von der übrigen Strömung trennt und die Berechnungsformeln auf die Geschwindigkeiten und das Zentrum des Wirbels anwendet. Durch die manuelle Überprüfung der Berechnung konnte für jede Berechnung ein zuverlässiger Ablauf sichergestellt werden. Die verschiedenen Wirbel zeigen hauptsächlich kreisförmige Strukturen mit Wirbelzentren in der Mitte der definierten Fläche. Die Drehrichtung der Wirbel ist deutlich erkennbar. In Kapitel A.7 wird der Ablauf der Berechnung detailliert dargestellt.

Um die optische Auswertung der Wirbelergebnisse zu verbessern, wurden die einzelnen ausgewerteten Messebenen<sup>62</sup> zusammengesetzt und durch eine Iso-Fläche dargestellt. Der Wert, der in Abbildung 6.20 dargestellten Iso-Fläche beträgt  $\lambda_2 < 0$ . Aufgrund der Isolierung der einzelnen Wirbel von der umgebenden Strömung wer-

<sup>62</sup> Für eine Rotorteilung wurden 15 in Umfangsrichtung äquidistant verteilte Messebenen ausgewertet. Aus Darstellungsgründen wurden die Datensätze in Umfangsrichtung vervielfacht.





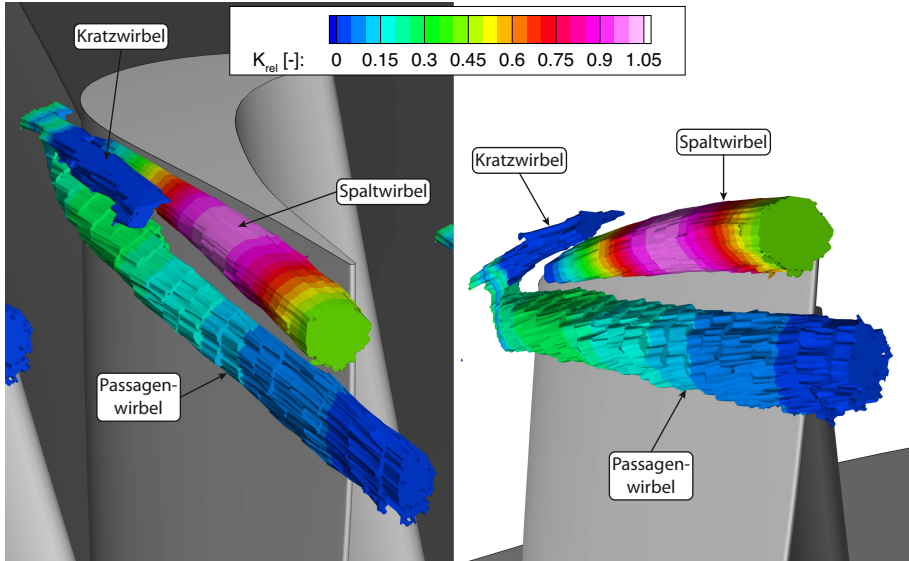
**Abbildung 6.20:** Iso-Fläche für  $\lambda_2 < 0$ , nur ausgewählte Wirbel, BPiV, FT

den Rauschen und sehr kleine Strukturen von  $\lambda_2$  nicht dargestellt.

Für die Berechnung der kinetischen Rotationsenergie und der Wirbelfläche stehen alle benötigten Größen zur Verfügung. Um den Einfluss der Dichte auf die kinetische Rotationsenergie abzuschätzen, können die aus der Simulation gewonnenen Daten verwendet werden. Die Differenzen für Druck und Temperatur zwischen den berechneten Konfigurationen betragen lediglich 500 Pa und 0,2 °C. Diese Werte ergeben eine Änderung der Dichte von unter 0,5 % und können somit vernachlässigt werden.

Wie in Kapitel 5 beschrieben, steht für die Numerik eine sehr hohe Datendichte zur Verfügung. Um jedoch die numerischen Ergebnisse im Hinblick auf das Wirbelkriterium und die Wirbelgrößen mit den Messergebnissen vergleichen zu können, wurden diese auf das Messgitter linear interpoliert, mit den identischen Algorithmen berechnet und die drei Geschwindigkeitskomponenten im Raum auf die Komponenten in der Ebene reduziert. Die folgenden Berechnungen der Wirbelgrößen wurden identisch zu den Messdaten durchgeführt.

Die zusammengesetzten Ergebnisse für die Wirbel an der Rotorspitze ( $\lambda_2 < 0$ ) aus Abbildung 6.20, für die Ausdehnung des Wirbels und dessen Position sowie  $K_{rel}$  für

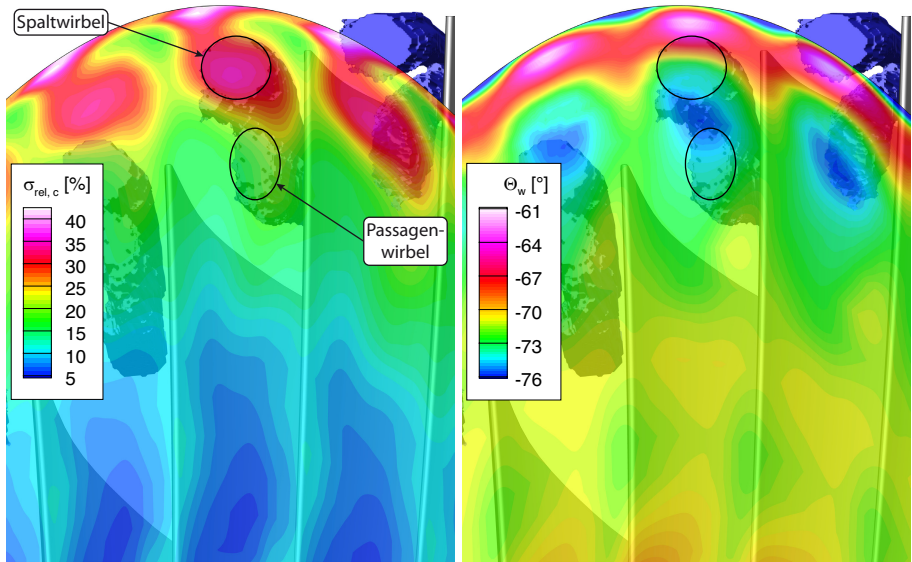


**Abbildung 6.21:** Darstellung der Wirbelfläche und -energie  $K_{rel}$ , BPiV, FT

die kinetische Wirbelenergie, sind in Abbildung 6.21 zu sehen. Drei Wirbel sind deutlich zu unterscheiden, dies sind der Spalt-, der Passagen- und der Kratzwirbel. Zunächst tritt eine Wirbelstruktur, die als Passagenwirbel bezeichnet wird, auf der Saugseite der Schaufelspitze in das Messgebiet ein. Mit zunehmender Strömung aus dem Spalt wird der Passagenwirbel in zwei gleichsinnig rotierende Wirbel aufgeteilt. Der gehäusenahen Wirbel wird als Kratzwirbel bezeichnet und durch die gegenläufige Bewegung von Gehäuse und Spaltströmung erzeugt. Wirbelenergie und -fläche sind gering und bereits nach 75 % der Saugseite ist der Wirbel nicht mehr eindeutig zu identifizieren.

Der Wirbel in Richtung der Nabe ist weiterhin der Passagenwirbel. Dieser nimmt leicht an Größe zu, jedoch reduziert sich die Energie bereits nach dem Aufteilen. Der energiezuführende Mechanismus ist die Grenzschichtausbildung in der Zuströmung und wird in Kapitel 2.2 beschrieben. Es wird davon ausgegangen, dass der Entstehungsprozess vor dem Erreichen des Messgebiets abgeschlossen zu sein scheint, bedingt durch die Dissipation nimmt mit Fortschreiten in der Passage die Energie ab.

Der Spaltwirbel liegt direkt an der saugseitigen Schaufelspitzenkante an und nimmt über die Schaufel an Größe kontinuierlich zu. Die Energie steigt stark an, erreicht



(a) Standardabweichung der Geschwindigkeit  $\sigma_{rel,c}$  (b) Rotorrelativer Abströmwinkel  $\Theta_w$

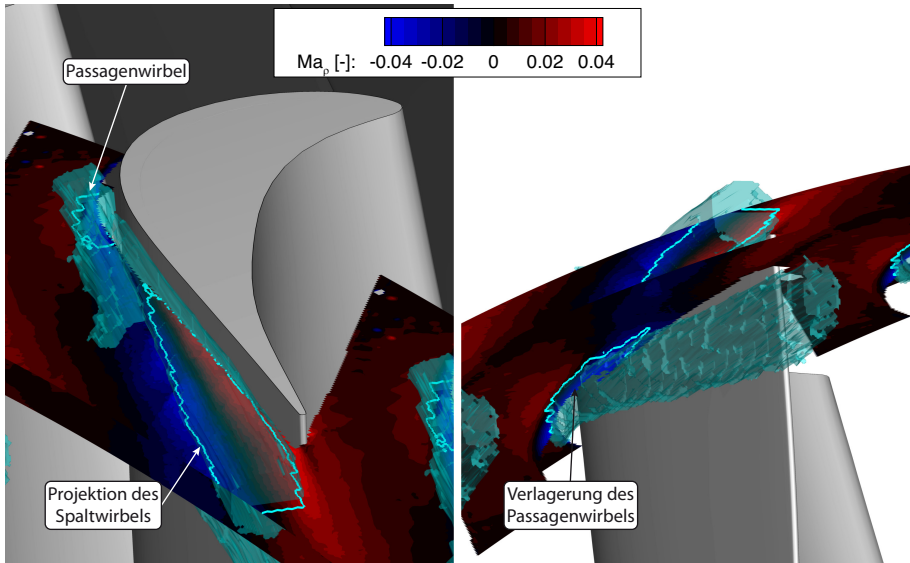
**Abbildung 6.22:** HDA-Ergebnisse in Messebene dRo und Wirbelsystem, HDA + BPIV, FT

vor der Hinterkante der Schaufel das Maximum und nimmt anschließend ab. An der Farbkontur ist gut zu erkennen, dass der Spaltwirbel im Vergleich zu Kratz- und Passagenwirbel eine deutlich höhere kinetische Rotationsenergie<sup>63</sup> besitzt. Die Trajektorie des Passagenwirbels wird durch die starke Rotation des Spaltwirbels auf die Saugseite der Schaufel bewegt.

## 6.4 Verifikation des $\lambda_2$ -Wirbelkriteriums

Um die Funktion des Wirbelkriteriums zu überprüfen, werden nun die Ergebnisse der übrigen Messmethoden den Ergebnissen des Wirbelkriteriums und der Wirbelgrößen gegenübergestellt.

<sup>63</sup> Zahlenwerte der Größe und Energie werden in Abschnitt 6.5 vorgestellt, siehe Abbildung 6.27 auf Seite 113.

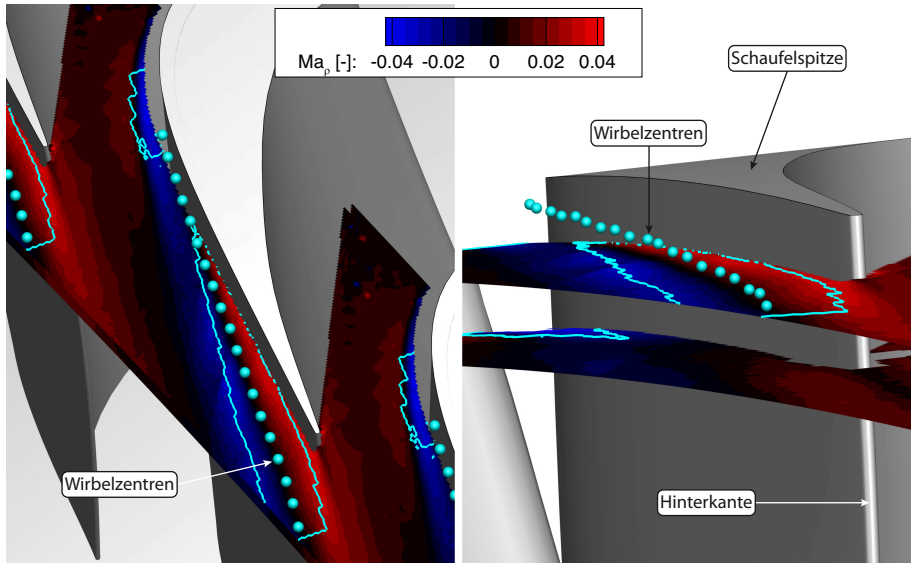


**Abbildung 6.23:** Stereo-PIV-Ergebnisse bei 92 % und 96 % Kanalhöhe und überlagertes Wirbelsystem, Farbkontur zeigt radiale Machzahl  $Ma_p$ , SPIV + BPIV, FT

Zunächst werden die Wirbelgrößen mit der Standardabweichung der Absolutgeschwindigkeit aus den Hitzdrahtmessungen verglichen, siehe Abbildung 6.22a. Da sich das Messvolumen der BPIV-Messungen und die Ebene der Hitzdrahtmessungen nicht schneiden, muss, um eine Übereinstimmung der Daten erkennen zu können, eine Anpassung der Ansicht erfolgen. Dabei wird die Ansicht so gewählt, dass die Blickrichtung mit der Achse des Spaltwirbels fluchtet, siehe Abbildung 6.22a und 6.22b. Wird eine weitere Ausbreitung des Wirbels im Bezugssystem des Rotors angenommen, kann eine Projektion der Wirbelgröße auf die Hitzdrahtmessebene erfolgen. Aufgrund der Krümmung des Ringraums gilt diese Annahme nur für den Bereich in der Bildmitte.

Die Bereiche hoher Standardabweichung stimmen mit den beobachteten Wirbeln überein. Der Bereich des Spaltwirbels aus den Hitzdrahtmessungen, der in Abbildung 6.8a eine elliptische Form zeigt, passt gut zum extrahierten Spaltwirbel. Sowohl Position als auch Ausdehnung zeigen eine hohe Übereinstimmung.

Der Passagenwirbel wird in den Hitzdraht-Ergebnissen durch die radial ausgedehnte Struktur rechts unterhalb des Spaltwirbels repräsentiert. Die höchsten Schwankung-

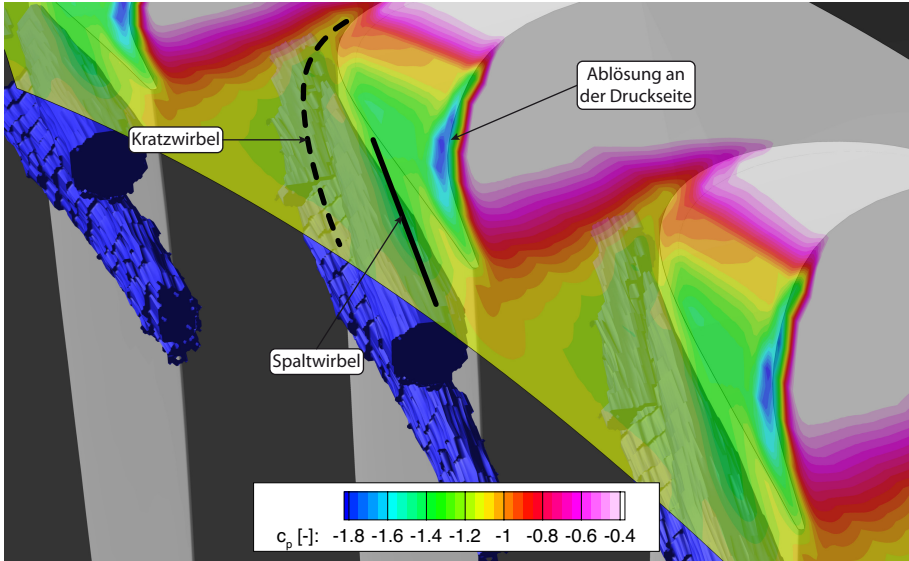


**Abbildung 6.24:** Stereo-PIV-Ergebnisse bei 92 % und 96 % Kanalhöhe und Zentren des Spaltwirbels, Farbkontur zeigt radiale Machzahl  $Ma_p$ , SPIV + BPIV, FT

en liegen, wie bereits vermutet, zwischen Kratz- und Spaltwirbel.

Eine Überlagerung der SPIV-Ergebnisse auf 92 % und 96 % Kanalhöhe und des Wirbelsystems ist in Abbildung 6.23 dargestellt. Hierbei wurde die Außenfläche von  $\lambda_2 < 0$  der Wirbel auf die diskreten SPIV-Messebenen linear interpoliert und als türkise Linie dargestellt. Diese Linie verläuft entlang der höchsten positiven und negativen Radialgeschwindigkeiten, die bereits als Anzeichen für den Wirbel identifiziert wurden, siehe auch Abbildung 6.6. Jedoch zeigen die Ergebnisse auch, dass außerhalb des als Wirbel identifizierten Volumens radiale Strömungsbewegungen vorhanden sind. Die Wirbeldefinition kann somit den Wirbel nicht vollständig beschreiben. Für ein identisches Vorgehen bei verschiedenen Konfigurationen reichen diese Informationen jedoch aus und ein Vergleich untereinander ist möglich.

Weiterhin ist die Verlagerung des Passagenwirbels in Richtung Nabe deutlich zu erkennen. Aus den SPIV-Daten alleine wäre lediglich eine Strömungsbewegung in Richtung der Nabe festzustellen; dass es sich dabei um eine Wirbelstruktur handelt, wäre nicht erkennbar gewesen. Darüber hinaus bieten die Radialgeschwindigkeiten aus den SPIV-Daten die Möglichkeit, die Bestimmung des Wirbelzentrums zu



**Abbildung 6.25:** Instationäre Wanddruckergebnisse und Wirbelsystem, Druckbeiwert  $c_p$  und Iso-Fläche für  $\lambda_2 < 0$ , instationärer Wanddruck und BPIV, FT

validieren. In Abbildung 6.24 sind auf 96 % Kanalhöhe die SPIV-Messebene und die Wirbelzentren als Kugeln dargestellt. Die Überlagerung zeigt deutlich die gute Übereinstimmung des Zentrums mit dem Bereich geringster Radialgeschwindigkeit. Eine Betrachtung der Ergebnisse in Umfangsrichtung verdeutlicht die mögliche Fehlinterpretation der Lage des Wirbelzentrums aus den SPIV-Daten alleine. Nur durch die BPIV-Daten konnte die exakte Position des Wirbels erkannt werden.

Die Ergebnisse für den statischen Wanddruck untermauern die Zuverlässigkeit des Wirbelkriteriums weiter. Abbildung 6.25 zeigt die Druckbeiwerte  $c_p$  mit einer angepassten Farbskala mit dem dazugehörigen Wirbelsystem. Die bereits identifizierten Auswirkungen der Wirbel auf die Gehäusewand fallen mit den Positionen des Wirbelsystems zusammen. Das Interaktionsgebiet zwischen Spalt- und Kratzwirbel kann in Abbildung 6.15 an den hohen Schwankungswerten des statischen Wanddrucks erkannt werden. Diese Beobachtungen sind ebenfalls mit den Ergebnissen der Hitzdrahtsonden-Messungen in Abbildung 6.22 konsistent.

---

Zusammenfassend kann von einer sehr guten Funktion des Wirbelkriteriums ausgegangen werden. Es sind hohe Übereinstimmungen mit den anderen eingesetzten Messtechniken vorhanden und eine weitere Verwendung der Ergebnisse ist zielführend.

---

## 6.5 Vergleich zwischen FT und SQ mit Hilfe des Wirbelkriteriums

---

Mit Hilfe der Ergebnisse des Wirbelkriteriums und den Werten für Wirbelfläche und -energie können die Veränderungen der spaltnahen Strömung in der Rotorpassage durch die Squaler-Kavität auf differenzierte Weise untersucht werden. Die Betrachtung der integralen Werte kann die Unterschiede der Schaufelspitzenkonfigurationen unter Ausschluss der übrigen Strömung in der Rotorpassage darstellen.

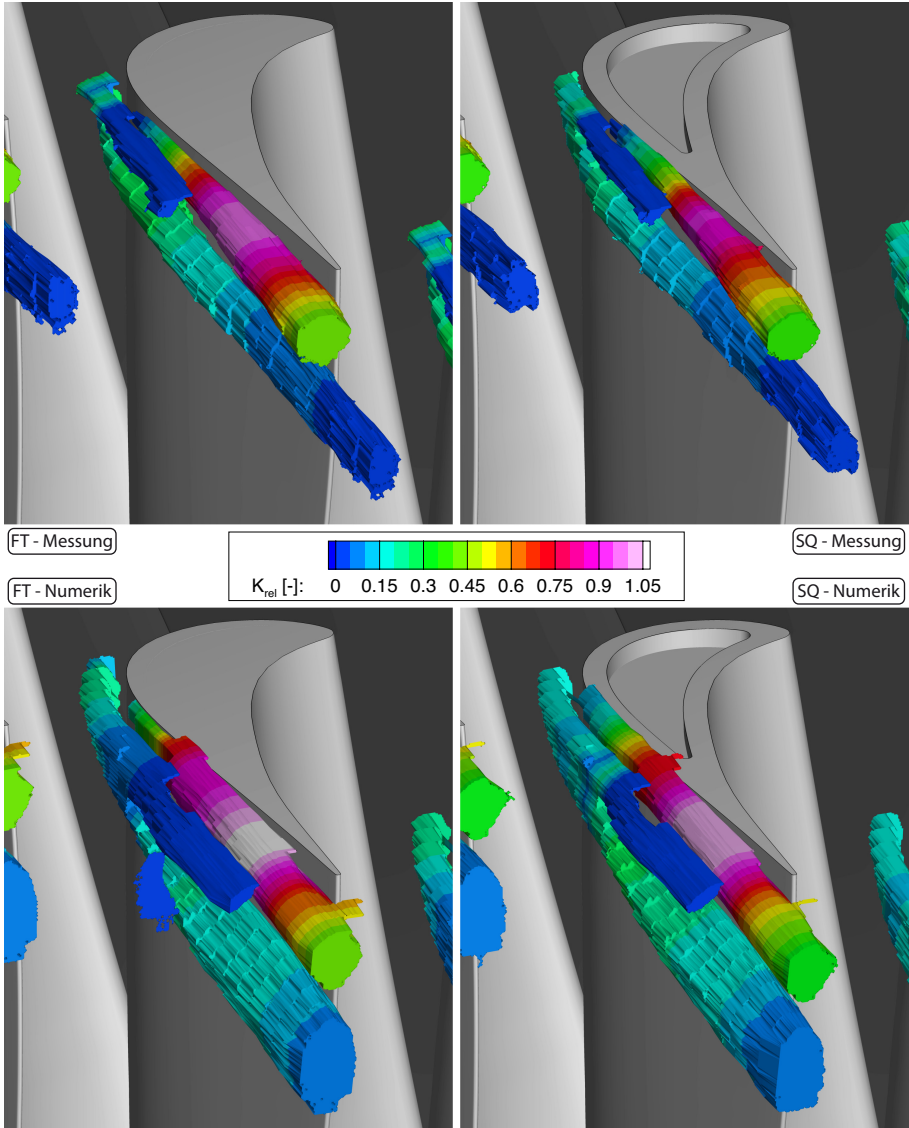
Zunächst werden die dreidimensional dargestellten Wirbelgrößen der experimentellen und der numerischen Ergebnisse in Abbildung 6.26 gegenübergestellt. Weiterhin werden Vergleiche der flachen Spitze und der Squaler-Kavität präsentiert. Die oberen Abbildungen zeigen die Messergebnisse, die zuerst verglichen werden. Hinsichtlich Lage und Größe der Wirbel sind keine deutlichen Unterschiede feststellbar. Lediglich die Energie, die als Farbkontur überlagert ist, zeigt offensichtliche Differenzen mit einem niedrigeren Wert für die Kavität.

Ein Vergleich der numerischen Ergebnisse untereinander, die in Abbildung 6.26 in der unteren Hälfte zu sehen sind, zeigt ähnliche Tendenzen zwischen den Spitzenkonfigurationen. Der Spaltwirbel hat für die Squaler-Kavität eine geringere Wirbelenergie, dies ist konsistent mit den Messergebnissen. Der Passagenwirbel zeigt in den numerischen Resultaten eine deutlich größere Ausdehnung als die Daten der Messung. Die Differenzen zwischen den umfangsgemittelten Werten der Fünf-Loch-Sonden-Messung und der Simulation in Abbildung 6.10b haben hierauf bereits einen Ausblick gegeben.

Um einen detaillierteren Einblick in die Unterschiede der Wirbelgrößen zu erhalten, werden Wirbelfläche und -energie des Spalt- und des Passagenwirbels in Abbildung 6.27 dargestellt. Die Abszisse zeigt jeweils die dimensionslose Profillänge der Saugseite  $l_s$ .

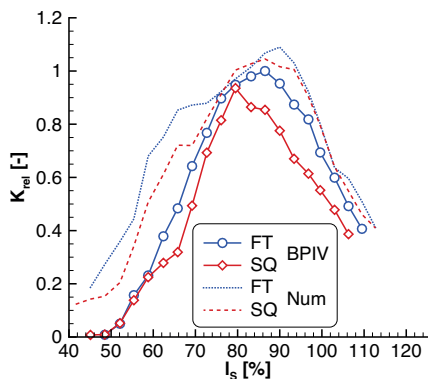
Beide gemessenen Verläufe der Wirbelenergie in Abbildung 6.27a steigen zunächst stark an, eine deutliche konstante Differenz zwischen den Konfigurationen ist zu erkennen. Bei 65 % der Profillänge kommt es zu einer reduzierten Steigung der Squaler-Konfiguration. Die Maxima werden bei ca. 85 % der Saugseite erreicht, mit einer ca. 6 % erhöhten Energie für die flache Spitze. Stromab der Hinterkante der



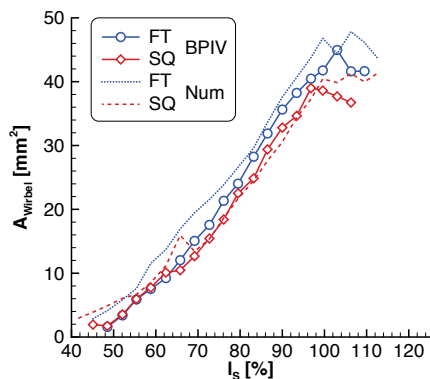


**Abbildung 6.26:** Vergleich der Wirbelsysteme, BPIV + Num, FT + SQ

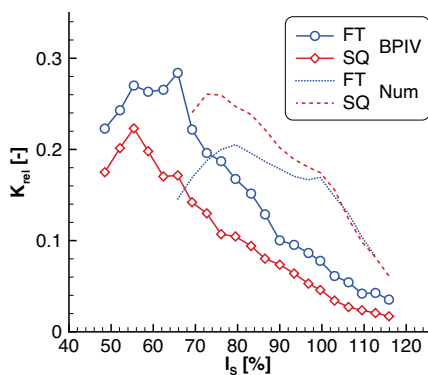




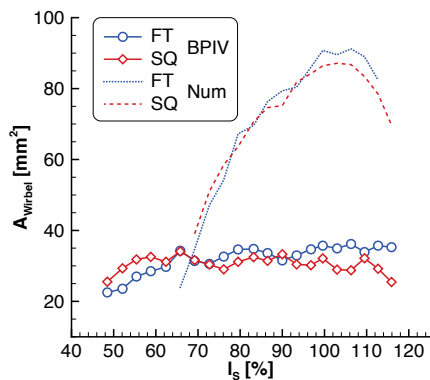
(a) Bezogene Wirbelenergie  $K_{rel}$  - Spaltwirbel



(b) Wirbelfläche  $A_{Wirbel}$  - Spaltwirbel



(c) Bezogene Wirbelenergie  $K_{rel}$  - Passagenwirbel

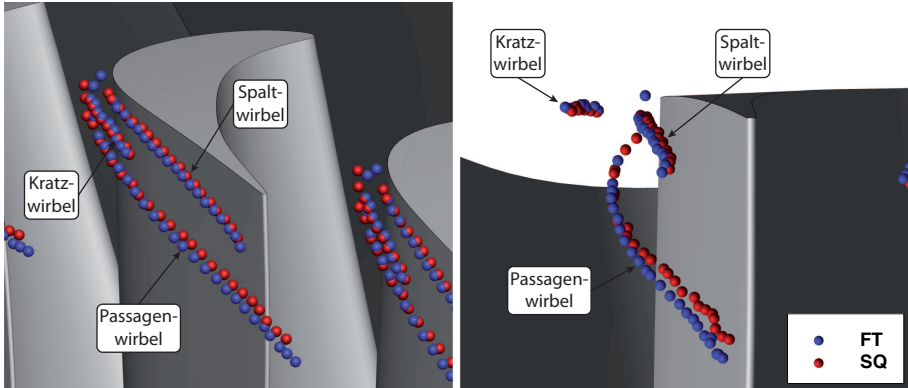


(d) Wirbelfläche  $A_{Wirbel}$  - Passagenwirbel

**Abbildung 6.27:** Wirbelfläche und -energie des Spalt- und Passagenwirbels, BPIV + Num, FT + SQ

Rotorschaukel erreichen beide Konfigurationen das gleiche Niveau. Die numerischen Ergebnisse zeigen ein ähnliches Bild mit stärkeren Schwankungen im Verlauf als die Messungen. Die numerischen Werte zeigen eine Differenz von 5 % zwischen den Schaufelspitzen und liegen ca. 10 % über den Werten der Messung.

Abbildung 6.27b zeigt den Verlauf der Wirbelfläche über der Profillänge. Die gemessenen Flächen verlaufen zunächst auf einem ähnlichen Niveau für beide Konfigu-

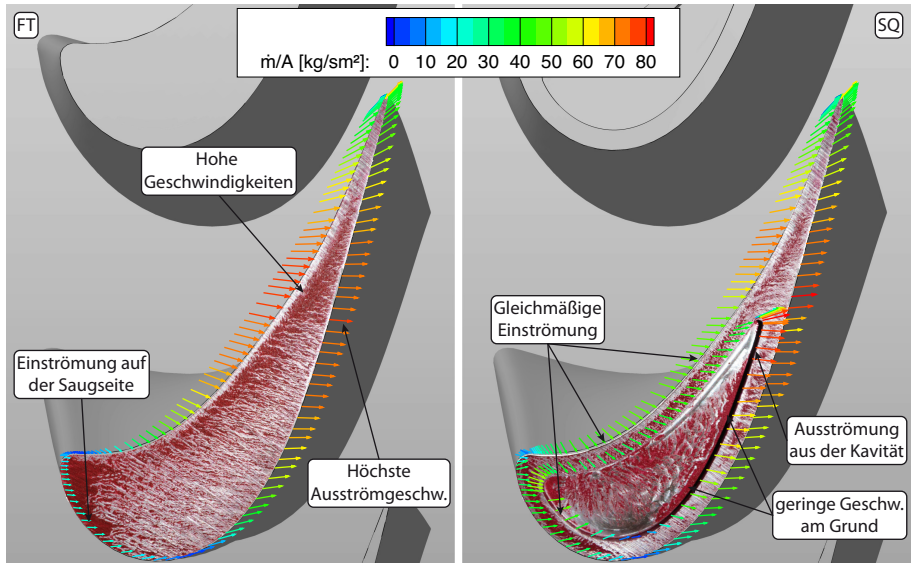


**Abbildung 6.28:** Zentren der Wirbel, BPIV, FT + SQ

rationen. Bei ca. 70 %  $l_s$  kommt es für die Squealer-Kavität zu einem Einbruch in der Größe, ähnlich der reduzierten Wirbelenergie an dieser Stelle. Diese Position befindet sich ca. 7 %  $l_s$  stromab des Endes der Squealer-Kavität und steht in einem Zusammenhang mit dieser. Eine detailliertere Beschreibung der Vorgänge auf der Schaufelspitze wird im folgenden Abschnitt gegeben. Die Differenz der Maxima zwischen den Spitzenkonfigurationen liegt bei ca. 13 %.

Mit Fortschreiten des Wirbels verläuft die Wirbelfläche mit einer vergleichbaren Steigung. Auf Höhe der Hinterkante erreichen die Verläufe das jeweilige Maximum, wobei die Squealer-Konfiguration eine um ca. 10 % reduzierte Wirbelfläche aufweist. Die Ergebnisse der Simulation zeigen einen ähnlichen Verlauf. Auch hier ist an der Hinterkante der Kavität ein Einbruch in der Fläche ersichtlich. Das Niveau der numerischen Daten liegt ca. 5 % über denen der Messungen, jedoch liegen die Differenzen zwischen den einzelnen Spitzenkonfigurationen mit 12,5 % für die Simulation gleichauf.

Ein Vergleich der berechneten Wirbelzentren zeigt einen Einfluss der Squealer-Kavität auf den Spalt- und den Passagenwirbel in Abbildung 6.28. Die reduzierte Größe des Spaltwirbels bewirkt eine Verlagerung dessen Zentrums in Richtung des Gehäuses. Infolge dessen erreicht der Passagenwirbel mit der Squealer-Kavität eine größere Kanalhöhe und Spalt- und Passagenwirbel beanspruchen einen geringeren Teil der Schaufelpassage. Zusätzlich sind beide Wirbel aufgrund der verringerten Größe näher an die Saugseite der Rotorschaukel verlagert worden.



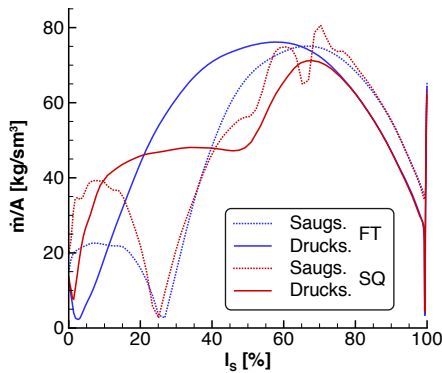
**Abbildung 6.29:** Farbanstrichbild und Spaltvektoren aus der numerischen Simulation, FT + SQ

## 6.6 Strömung auf der Schaufelspitze

Zur Untersuchung der Schaufelspitzenströmung stehen Ergebnisse verschiedener Messtechniken und der numerischen Simulation zur Verfügung. Die gemessenen und gerechneten Wanddruckverläufe, die Anstrichbilder der Schaufelspitze und die Geschwindigkeiten im Spalt, die aus der Simulation stammen, helfen, die Strömungsphänomene im Spalt zu identifizieren.

Eine Verwendung der Simulationsergebnisse kann lediglich erfolgen, wenn eine ausreichende Validierung durchgeführt wurde. Die sehr gute Übereinstimmung der Wanddruckdaten (Abbildung 6.15), der Wirbelergebnisse (Abbildungen 6.26 und 6.27) und die hohe Ähnlichkeit der Strömungsgrößen zwischen den Schaufelreihen haben das Vertrauen in die Berechnung gestärkt und legen eine Weiterverwendung nahe.

Zunächst werden die Farbanstrichbilder mit den Geschwindigkeitsvektoren der Spaltströmung in Abbildung 6.29 überlagert. Die Vektoren zeigen die rotorrelative Geschwindigkeit am Ein- und Austritt des Spalts aus der numerischen Simulation



**Abbildung 6.30:** Flächenbezogener Massenstrom im Spalt, Num, FT + SQ

sowie den flächenbezogenen Spaltmassenstrom  $\dot{m}/A$  als Färbung der Pfeile, wobei der Massenstrom über die Spalthöhe integriert wurde. In Abbildung 6.30 ist der Verlauf des flächenbezogenen Spaltmassenstroms über den Profillängen dargestellt.

Die Resultate der flachen Spitze werden auf der linken Seite der Abbildung 6.29 dargestellt und im Folgenden analysiert. Die geschlossene Farbschicht an der Vorderkante ist auf niedrige Geschwindigkeiten zurückzuführen, während die Vektoren und deren Färbung in diesem Bereich nur geringe Massenströme und einen Eintritt der Strömung auf der Saugseite der Schaufel zeigen. Eine farbfreie Fläche im letzten Drittel der druckseitigen Kante in Richtung der Hinterkante wird durch die Ablöseblase an der Einströmung gebildet, was durch die niedrigen Werte des Druckbeiwerts  $c_p$  an dieser Stelle untermauert wird. Die sich senkrecht zur Druckseite anschließende Farbansammlung folgt dem in Kapitel 4.5 vorgestellten Prinzip und zeigt mit einer stärkeren Farbansammlung eine höhere Geschwindigkeit an, die gemeinsam mit dem Massenstrom auf ca. 60 % der Profillänge an der Druckseite das Maximum erreicht.

Die Farbverläufe auf der Spitze zeigen eine annähernd axiale Strömung in Richtung der Saugseite an. Der Bereich an der Hinterkante ist weitestgehend frei von Farbe, lässt jedoch keine weitere Aussage bezüglich der Stärke der Ablösung zu, während die gerechneten Werte auf eine geringe Einströmung und eine vorhandene Ablösung schließen lassen.

Auf der Saugseite liegt der Bereich hoher Ausströmung gegenüber der hohen Einströmung auf der Druckseite. Die Massenströme auf Druck- und Saugseite steigen

---

linear bis zum jeweiligen Maximum an und fallen linear in Richtung der Hinterkante ab.

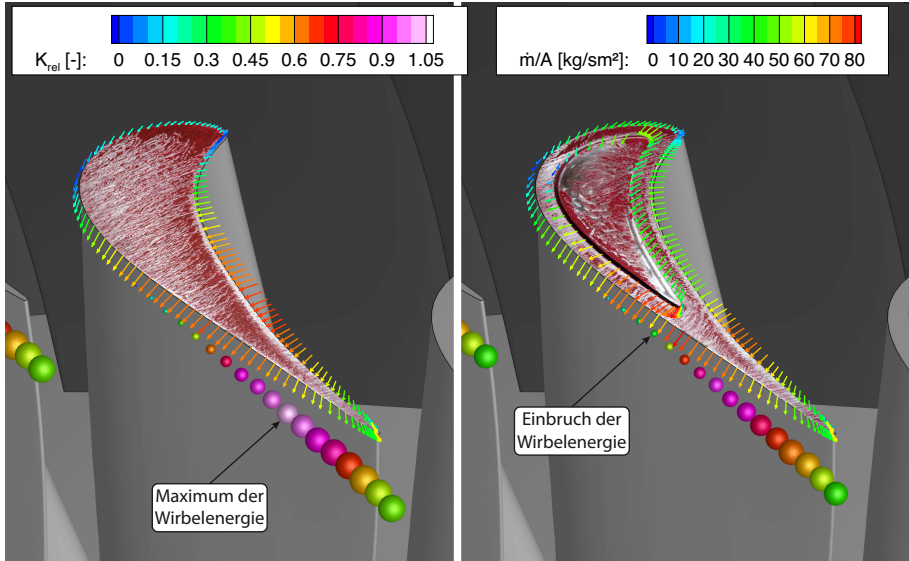
Die Ergebnisse bestätigen die Position der höchsten Druckdifferenz über der Spitze im hinteren Bereich der Schaufel. Sowohl die Farbausprägung als auch der Massenstrom zeigen die höchste Ein- und Ausströmung in der Nähe der Hinterkante. Im Vergleich zu den Wanddruckdaten in Abbildung 6.15 zeigt sich eine sehr gute Übereinstimmung mit den Farbanstrichaufnahmen. Die Positionen der im Farbanstrichbild identifizierten Ablösegebiete und die Bereiche hoher Standardabweichung des statischen Drucks stimmen deutlich überein, ebenso zeigen die numerischen Ergebnisse die gleichen Phänomene an identischen Positionen.

Für die Squealer-Spitze ergibt sich ein deutlich veränderter Strömungszustand, der in Abbildung 6.29 auf der rechten Seite dargestellt ist. Die Einstömungen in den Spalt auf der Druckseite sind gering, abgebildet durch die hohe Farbdichte auf dem Kamm und die durch die Vektoren angezeigten geringen Geschwindigkeiten. Der Farbbelag auf dem druckseitigen Kamm zeigt in der zweiten Hälfte in Richtung der Hinterkante eine gleichmäßige Einstömung mit einer Ablösung an der Kante durch einen farbfreien Bereich an.

Im Vergleich zur flachen Spitze wird die Einstömung auf der Druckseite der Schaufel im Bereich der Kavität vergleichmäßig, zu erkennen an einem konstanten Farbbelag und der Färbung der Vektoren. Auf der Saugseite ist eine Einstömung an der Vorderkante der Schaufel an einer dicken Farbschicht erkennbar. Der anschließende farbfreie Bereich zeigt lediglich eine Überströmung in axialer Richtung, durch das Fehlen des Anstrichmusters *farbfrei-farbbelegt* kann keine Unterscheidung stattfinden, ob eine geringe Geschwindigkeit oder eine Ablöseblase vorhanden ist. An der Vorderkante und der Druckseite der Kavität zeigt sich eine konstante Einstömung anhand des konstanten Farbbelags und der Massenströme. Im hinteren Bereich der Kavität konzentriert sich die Ausströmung auf der Saugseite, was durch einen dichten Farbbelag, im Anschluss an die farbfreie Kante, und die Färbung der Vektoren angezeigt wird.

Am Kavitätengrund sind farbfreie Gebiete im hinteren Bereich und ein dichter Farbbelag an der Saugseitenkante festzustellen. Im hinteren Bereich der Schaufel, der nicht mit der Kavität bedeckt ist, zeigt sich auf der Druckseite ein mit der flachen Spitze vergleichbares Strömungsbild mit einer verstärkten Überströmung, zu erkennen an der Ablösung und der nachfolgenden Wiederanlagezone.

An der Hinterkante der Kavität kommt es zu einer Ausweichbewegung der Strömung, die an der Druckseite eingeströmt ist, was durch einen runden Farbbelag deutlich wird. Die Ausströmung auf der Saugseite ist durch zwei Maxima des Massenstroms



**Abbildung 6.31:** Farbanstrichbild, Spaltvektoren aus der numerischen Simulation und Wirbelgröße und -energie aus der BPIV-Messung, FT + SQ

gekennzeichnet. Die Ausströmung aus der Kavität verursacht eine Blockage des Spalts und veranlasst die Strömung zu einer Umlenkung in Richtung der Hinterkante, wodurch in einem begrenzten Bereich auf der Saugseite der Massenstrom abgesenkt wird. An dieser Stelle treten die bereits erwähnten Reduzierungen der Wirbelgrößen auf, siehe auch Abbildung 6.27.

Werden die Ergebnisse der Schaufelspitzenströmung mit den Wirbelzentren und der -energie überlagert, ergibt sich für beide Schaufelspitzenkonfigurationen die Abbildung 6.31. Hier sind die Farbanstrichaufnahmen, die Ein- und Ausströmvektoren und der flächenbezogene Spaltmassenstrom aus der numerischen Simulation sowie die Ergebnisse der Wirbelgrößen zu erkennen. Jede BPIV-Messebene wird durch ein kugelförmiges Symbol repräsentiert, dessen Größe die Wirbelgröße darstellt, während die Farbe die kinetische Rotationsenergie repräsentiert.

Zwischen dem Beginn einer Ausströmung an der Saugseite des Spalts und einem detektierbaren Spaltwirbel ist für beide Spitzenkonfigurationen ein örtlicher Versatz zu erkennen. Die Maxima der Wirbelenergie liegen jeweils stromab des maximalen Spaltmassenstroms. Die Position, an der ein Einbruch der Wirbelgröße und -energie

---

stattfindet, ist markiert und zeigt eine Abhängigkeit von der Lage zur Hinterkante der Kavität. Der Einbruch im Spaltmassenstrom auf der Saugseite für die Squealer-Kavität, der auch in Abbildung 6.30 zu sehen ist, bewirkt ein verringertes Wachstum der Wirbelfläche und -energie. Für die numerischen Ergebnisse liegt die Position des Einbruchs an der gleichen Stelle wie die der Messungen.

Der Einfluss der Kavität auf das Strömungsfeld im Spitzenspalt und die gute Übereinstimmung zwischen der Beschreibung der Spaltströmung und der Verläufe der Wirbelgrößen zeigt, dass die numerischen Ergebnisse für den Bereich des Spaltwirbels eine gute Vorhersage der Strömungsphänomene in Form und Wert bieten. Mit Hilfe der Simulation kann nun eine zuverlässige Vorhersage des Spaltmassenstroms und des Wirkungsgrads erfolgen, die im folgenden Kapitel präsentiert wird.

---

## 6.7 Auswirkungen der Kavität auf Spaltmassenstrom und Wirkungsgrad

---

Aus den numerischen Berechnungen sind die sich über die Rotorspitze bewegendenden Massenströme bekannt. Durch die Einbringung der Squealer-Kavität konnte der Spitzenmassenstrom von 2,99 % auf 2,72 % des Gesamtmassenstroms abgesenkt werden, dies entspricht einer Reduzierung von 9 %. Darüber hinaus steigt der isentrope Stufenwirkungsgrad um 0,24 % an, während der Wert für die 1½-Stufen um 0,34 % zunimmt. Diese Werte sind vergleichbar mit der Literatur, z. B. MISCHO *et al.* [45], und erscheinen plausibel. Die weitere Zunahme des isentropen Wirkungsgrades durch Mitbetrachtung des zweiten Stators wird einer verringerten negativen Inzidenz bei der Einströmung in den zweiten Stator zugeschrieben, wodurch die Verluste in dieser Schaufelreihe abgesenkt werden können. In einem Schaufelausleungsprozess sollte eine Squealer-Kavität direkt berücksichtigt werden, da durch sie eine weitere Steigerung des Wirkungsgrads möglich ist.

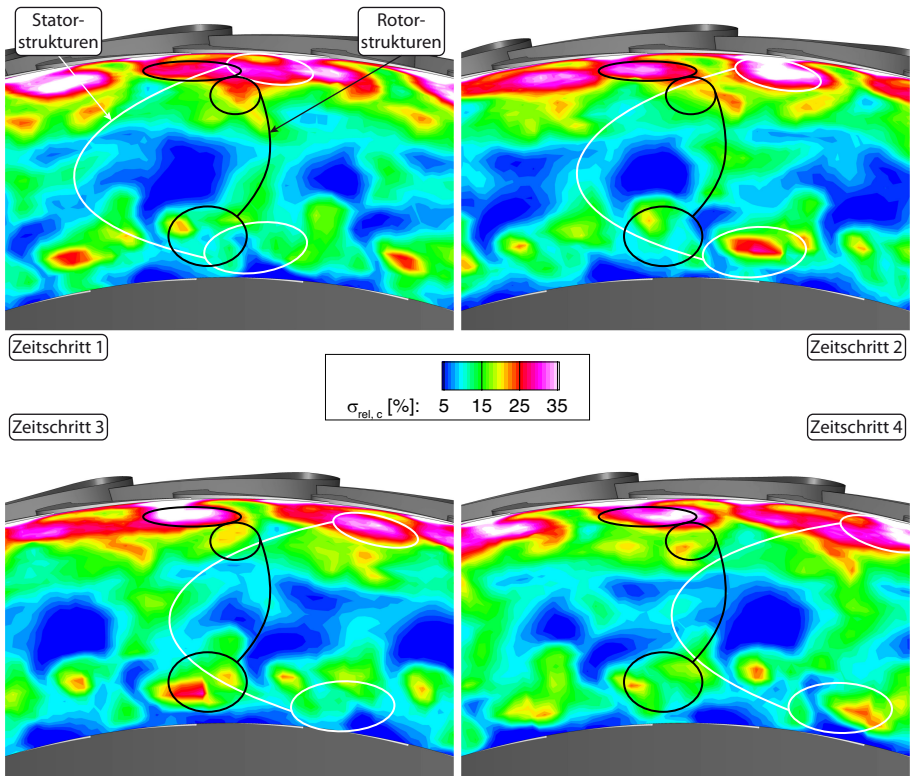
---

## 6.8 Einfluss der Statorabströmung auf das Wirbelsystem

---

Der Übergang der stationären Statorabströmung, die in Kapitel 6.1.3 beschrieben wurde, in das drehende Bezugssystem des Rotors bewirkt eine instationäre Anströmung der Rotorschaukeln. Mit Hilfe der Hitzdrahtanemometrie kann die instationäre Abströmung des Rotors im entsprechenden Bezugssystem dargestellt werden.

Abbildung 6.32 zeigt die relative Standardabweichung der Absolutgeschwindigkeit  $\sigma_{\text{rel},c}$  im Bezugssystem des Rotors für vier verschiedene Stator-Rotor-



**Abbildung 6.32:** Instationäre rotorfeste Ergebnisse für die Standardabweichung der Absolutgeschwindigkeit  $\sigma_{rel,c}$ , dRo, HDA, FT

Relativpositionen. Dabei wurden die Zeitpunkte so gewählt, dass bei Zeitschritt 1 der Nachlauf der Statorschaufel die Rotorschaufel an der Vorderkante trifft. Die drei darauffolgenden Zeitschritte zeigen die Rotorschaufel stationär, während die Statorschaufeln jeweils um ein Viertel einer Statorpassage versetzt werden. Die Positionierung der eingezeichneten Markierungen der Schaufeleffekte erfolgte mit Hilfe der Ergebnisse aus Abbildung 6.8a auf Seite 91 und einer Abschätzung des Statornachlaufs aus Abbildung 6.5b auf Seite 87.



---

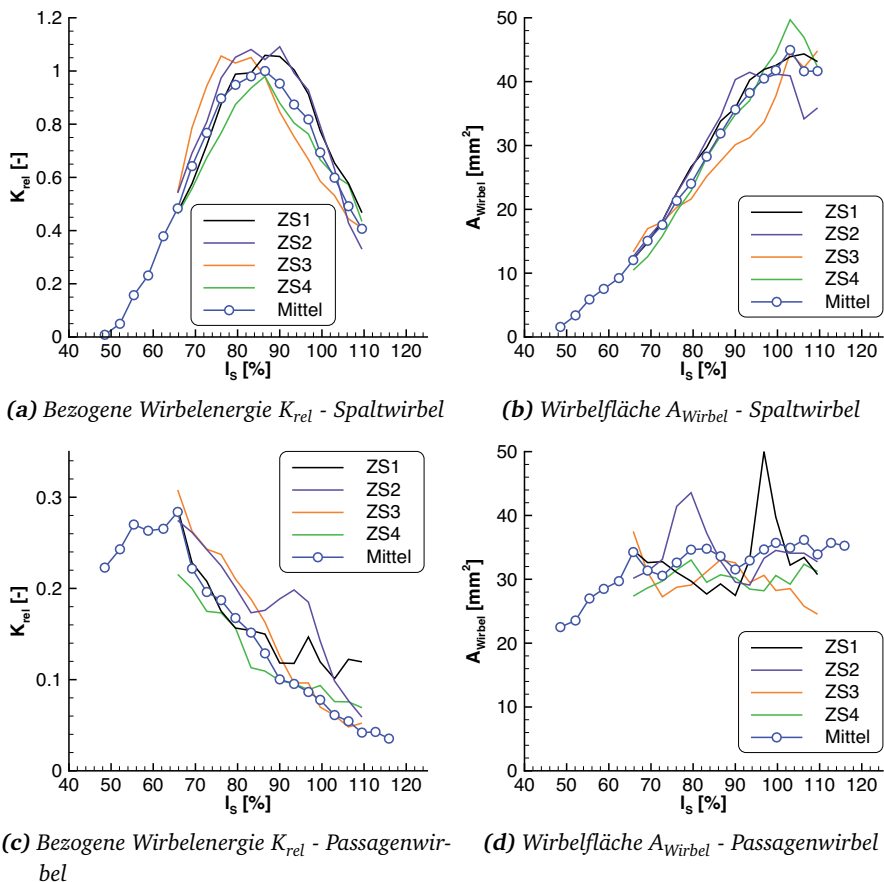
Die hohe Komplexität der Rotorabströmung wird durch die instationäre Anströmung des Rotors hervorgerufen, die aus einer vielschichtigen Statorabströmung besteht. Darüber hinaus herrscht in der Rotorpassage ein empfindliches Strömungsgefüge. Die eintretende Grenzschicht unterliegt einer periodischen Veränderung der Geschwindigkeit, bedingt durch die Schaufelnachläufe und die Verlustzentren des Stators, und es kommt zu einer Wechselwirkung mit dem Druckgradienten und den Sekundärströmungstendenzen. Die Ausbildung der Sekundärwirbel an der Nabe wird durch schwankende Geschwindigkeiten und Strömungswinkel beeinflusst und zeigt eine Änderung in Position und Stärke, ersichtlich durch die eingezeichneten Markierungen der Wirbel und Nachläufe. Es kommt zu einer deutlichen Lageänderung für die verschiedenen Zeitschritte, was durch die zeitliche Mittelung in den stationären Ergebnissen zu einer relativ großen Ausdehnung geführt hat.

Am Gehäuse erscheinen der Spaltwirbel und das Interaktionsgebiet mit dem Kratzwirbel stationär zur Rotorschaukel und verändern lediglich ihre Intensität. Dabei werden die höchsten Werte erreicht, wenn die Verlustzentren und Wirbel des Stators und des Rotors übereinander liegen. Eine weitere Auflösung der Interaktionen zwischen Stator- und Rotorströmung kann nicht erfolgen, die Abhängigkeiten der einzelnen Effekte voneinander sind mit den vorhandenen Messdaten nicht festzustellen.

Ein erweiterter Einblick in die Fluktuationen der Wirbel in Position und Intensität ist durch die Betrachtung der Wirbelgrößen für feste Stator-Rotor-Relativpositionen möglich. Die Vermessung der Passagenströmung im Rotor mittels BPIV wurde für vier verschiedene Stator-Rotor-Relativpositionen durchgeführt. Die bisher gezeigten Ergebnisse stellen das stationäre Strömungsfeld im Bezugssystem des Rotors dar.

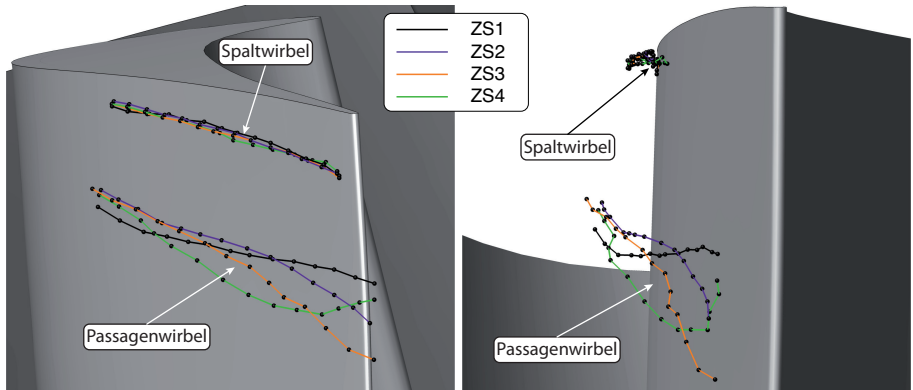
In Abbildung 6.33 sind die Wirbelfläche und -energie für die flache Spitze und die verschiedenen Stator-Rotor-Relativpositionen dargestellt. Für die kinetische Rotationsenergie des Spaltwirbels zeigt sich eine Verschiebung des Maximums zwischen 75 % und 90 % der saugseitigen Profillänge  $l_s$ . Des Weiteren repräsentiert das Ergebnis des mittleren Strömungsfelds den Mittelwert der einzelnen Relativpositionen zufriedenstellend. Die Abweichungen vom Mittelwert betragen bis zu 10 % der bezogenen Wirbelenergie.

Die Wirbelfläche zeigt ebenfalls eine Positionsänderung des Maximums, jedoch verändert sich hier der Maximalwert um ca. 20 %. Auffällig ist, dass Werte hoher Energie nicht zwangsläufig mit einer großen Wirbelfläche verbunden sind. Für Zeitschritt 3 ist das Maximum der Wirbelenergie bei ca. 80 %  $l_s$  zu erkennen, während an dieser Stelle die geringste Wirbelfläche erreicht wird.



**Abbildung 6.33:** Veränderungen der Wirbelenergie und -fläche für vier Zeitschritte (ZS), BPIV, FT

Der Passagenwirbel zeigt ähnliche Veränderungen der Maxima, jedoch liegen die Schwankungen in Energie und Fläche bei bis zu 100 % gegenüber dem mittleren Strömungsfeld. Wie bereits durch die Hitzdrahtergebnisse gezeigt wurde, ist der Einfluss der Statorabströmung auf den Passagenwirbel deutlich größer als auf den Spaltwirbel. Eine zeitliche Beziehung zwischen Spalt- und Passagenwirbel kann erkannt werden, Zeitschritte mit geringen Werten für die Wirbelenergie des Spaltwirbels zeigen auch geringe Werte für den Passagenwirbel. Eine Betrachtung der



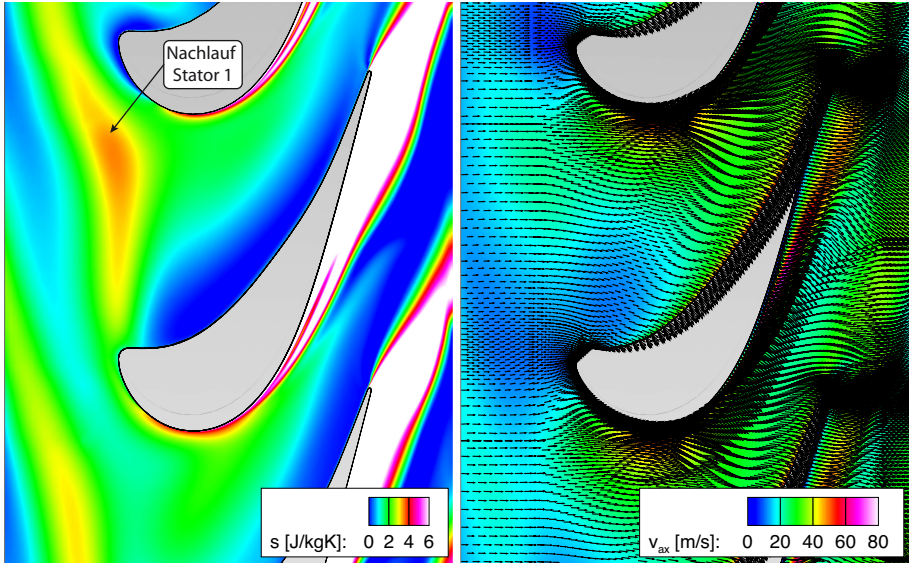
**Abbildung 6.34:** Positionsänderungen des Spalt- und Passagenwirbels aufgrund der verschiedenen Zeitschritte, BPIV

zeitlichen Abfolge der Wirbelfläche und -energie legt nahe, dass die Schwankungen einem periodischen Muster folgen. Die Ergebnisse lassen auf eine sich periodisch ändernde Strömung aus dem Spalt schließen. Für den Passagenwirbel ist eine solche Beobachtung nicht möglich, die Schwankungen erscheinen stochastisch und es lässt sich kein eindeutiges Muster erkennen.

Die Ergebnisse für die Squealer-Kavität zeigen einen ähnlichen zeitlichen Ablauf bei verringerten Wirbelgrößen für den Spaltwirbel und eine sehr gute Übereinstimmung in Wirbelfläche und -energie des Passagenwirbels für die jeweiligen Zeitschritte.

Abbildung 6.34 zeigt eine Aufnahme der Rotorpassage mit den Positionen der Wirbelzentren als Kugeln für die unterschiedlichen Stator-Rotor-Relativpositionen. Während die Position des Spaltwirbels nur in geringem Maße fluktuiert, verändert der Passagenwirbel seine Lage deutlich. Die Ergebnisse der Squealer-Kavität sind ebenfalls eingeblendet und zeigen ähnliche Verläufe der Wirbelzentren für die jeweiligen Zeitschritte. Die gute Übereinstimmung der Zentren bestätigt eine zuverlässige Wiederholbarkeit der Messung, der Anwendung des Wirbelkriteriums und der Berechnung der Wirbelgrößen.

Aufgrund der unbekannten Strömungsbewegungen in der Rotorpassage kann keine eindeutige Zuordnung der Wirbelpositionen zu den Nachläufen des Stators erfolgen, da lediglich die Position des Statornachlaufs an der Rotorvorderkante bekannt ist. Weiterhin ist die zeitliche Veränderung der Überströmung der Rotorspitze aus den

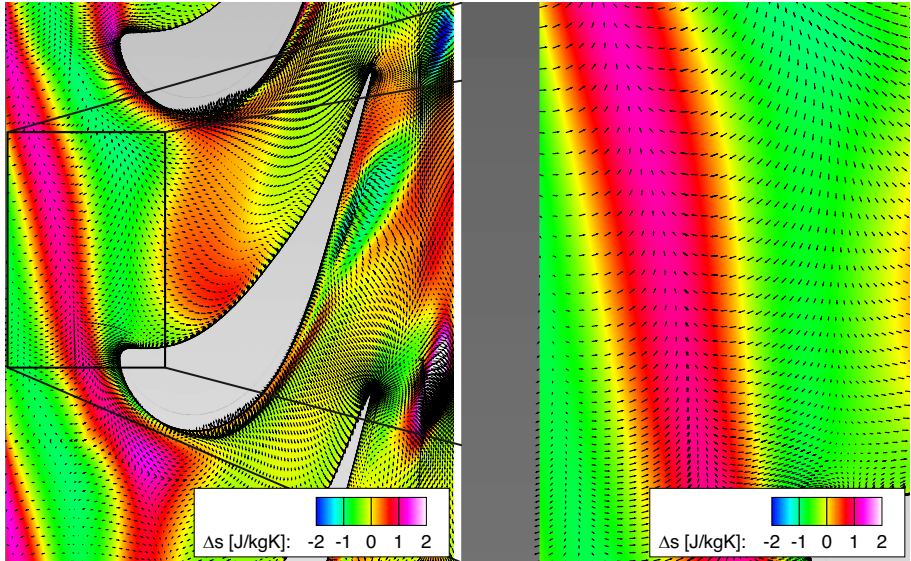


**Abbildung 6.35:** Spezifische Entropie  $s$  und Axialgeschwindigkeit  $v_{ax}$ , überlagert mit den rotorrelativen Geschwindigkeitsvektoren, für Zeitschritt 1, Num

Messdaten nicht bestimmbar und kann ohne eine Auswertung der numerischen Simulation nicht eindeutig nachvollzogen werden.

Die Daten der numerischen Berechnung erlauben einen tieferen Einblick in die Stator-Rotor-Interaktion. Hierzu wurden Zeitschritte gewählt, die eine Übereinstimmung der Strömungsphänomene mit der Messung haben. Anstelle einer exakten geometrischen Ausrichtung wurde das Auftreffen des Statornachlaufs auf die Vorderkante des Rotors als Indikator für eine Übereinstimmung verwendet. Weiterhin wurden Daten erzeugt, die für den jeweiligen Zeitschritt eine Abweichung vom zeitlichen Mittelwert der Passagenströmung darstellen, um die Strömungsunterschiede aufgrund der Statorabströmung deutlicher erkennen zu können.

Abbildung 6.35 zeigt für Zeitschritt 1 die Absolutwerte der spezifischen Entropie und der Axialgeschwindigkeit auf 98,9 % der Kanalhöhe. Dies bedeutet, dass sich die Messebene direkt an der Kante der Schaufel befindet. Die ausgewählte Ebene hat die untersuchten Phänomene am deutlichsten gezeigt, ohne von Strömungseffekten am Gehäuse überlagert zu werden.



**Abbildung 6.36:** Differenz der spezifischen Entropie  $\Delta s$ , überlagert mit den Differenzen der rotorrelativen Geschwindigkeitsvektoren, für Zeitschritt 3, mit Vergrößerung, Num

Eine hohe Entropie kann als Anzeichen für eine Verlustzeugung interpretiert werden. So können die streifenförmigen Bereiche hoher spezifischer Entropie stromauf des Rotors als Nachlauf der Statorschaufel identifiziert werden. Auf der rechten Seite der Abbildung ist der Mittelwert der Axialgeschwindigkeit ebenfalls für den ersten Zeitschritt dargestellt, darüber hinaus ist das Vektorfeld der Strömung im Bezugssystem des Rotors eingeblendet. Die Axialgeschwindigkeit wurde ausgewählt, da hier eine deutliche Übereinstimmung mit den im Folgenden vorgestellten Spaltströmungseffekten erreicht wurde.

In den folgenden Darstellungen werden die Differenzen der jeweiligen Größen zum zeitlichen Mittel in der Rotorpassage gezeigt, während alle entsprechenden Werte mit einem  $\Delta$  gekennzeichnet sind.

Wie in Kapitel 2.5 dargestellt, kann ein Nachlauf für einen mitbewegten Beobachter als *Negativer Strahl* erkannt werden. Die Berechnung der Differenz zwischen einem einzelnen Zeitschritt und dem zeitlichen Mittel bewirkt für die rotorrelative Strömung eine Darstellung ähnlich einem mitbewegten Beobachter. In Abbildung 6.36

---

wird für den dritten Zeitschritt die Differenz der spezifischen Entropie  $\Delta s$  und der rotorrelativen Strömungsvektoren gezeigt, wobei die Vektoren ebenfalls mit den Differenzen zum zeitlichen Mittel gebildet wurden.

Der Nachlauf der Statorschaufel ist deutlich als positive Differenz der spezifischen Entropie zu erkennen, während sich in der Mitte der oberen Rotorpassage ein weiterer Nachlauf befindet. Die Vergrößerung auf der rechten Seite der Abbildung zeigt den Nachlauf und die Ausbildung des negativen Strahls sehr deutlich. Aus den Vektoren ist auf der Saugseite des Nachlaufs (rechts des Bereichs hoher spezifischer Entropiedifferenz) eine verringerte Axialgeschwindigkeit<sup>64</sup> zu erkennen, während auf der Druckseite des Nachlaufs eine positive Axialgeschwindigkeit zu erkennen ist.

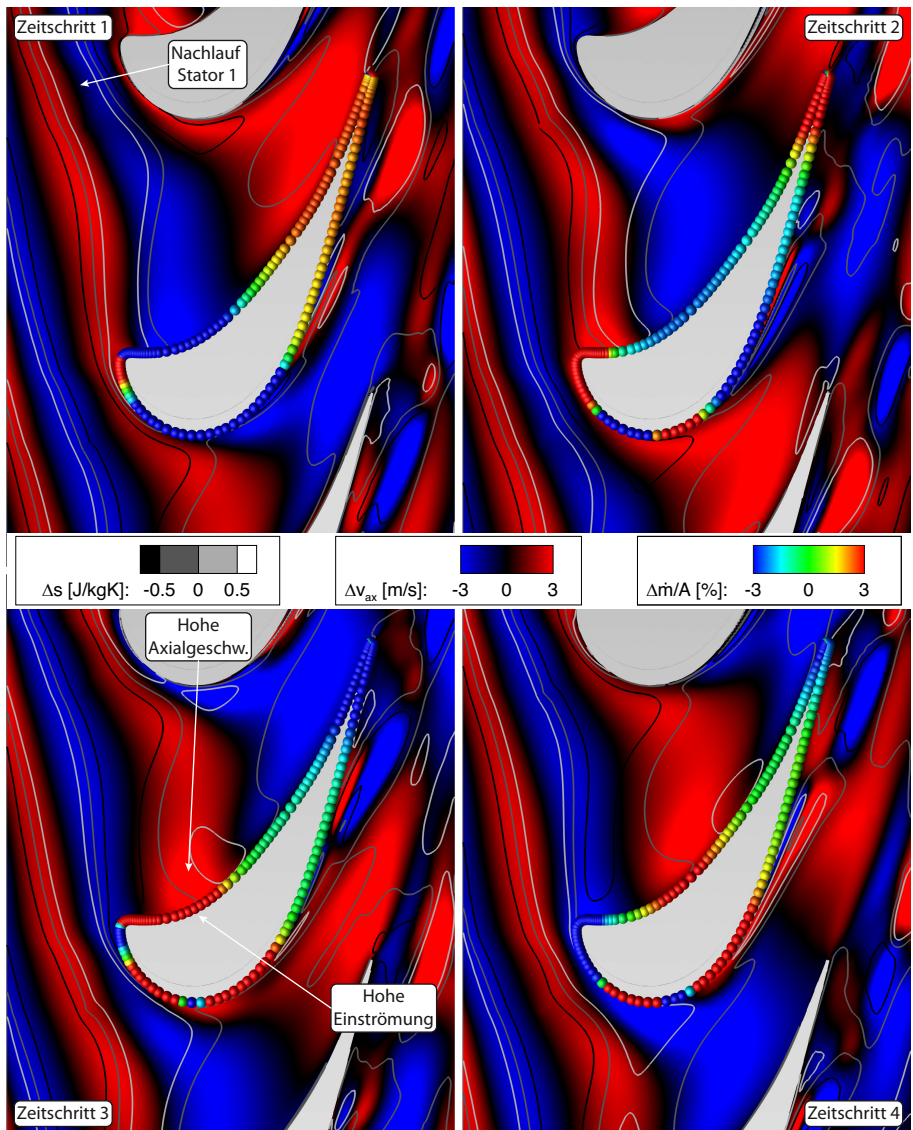
Um die Veränderungen des Strömungsfelds in der Rotorpassage mit der Fluktuation der Spaltströmung in Verbindung bringen zu können, werden in Abbildung 6.37 die vier Zeitschritte mit verschiedenen Größen dargestellt. Die Differenz der spezifischen Entropie ist als Höhenlinie in schwarz und weiß zu erkennen, wobei die Nachläufe der Statorschaufeln von einer weißen Linie umrandet sind.

Als blau-rote Farbkontur ist die Differenz der Axialgeschwindigkeit dargestellt, die auf der Druckseite des Nachlaufs ein Gebiet höherer Axialgeschwindigkeit anzeigt. Als Indikator für die Ausprägung der Spaltströmung wird die Differenz des flächenbezogenen Massenstroms  $\Delta \dot{m}/A$  aus Abbildung 6.29 (Seite 115) als Kugeln mit einer entsprechenden Färbung verwendet.

Zunächst ist eine Übereinstimmung einer erhöhten Einströmung auf der Druckseite und einer erhöhten Ausströmung auf der Saugseite des Spalts zu erkennen. Darüber hinaus ist auf der Druckseite der Schaufel eine Kongruenz zwischen dem Gebiet höherer Axialgeschwindigkeit in der Passage und einer erhöhten Einströmung in den Spalt ersichtlich. Eine Strömung in Richtung des Spalts bewirkt einen erhöhten Spaltmassenstrom. Jedoch sind nur geringe Schwankungen des Spaltmassenstroms festzustellen.

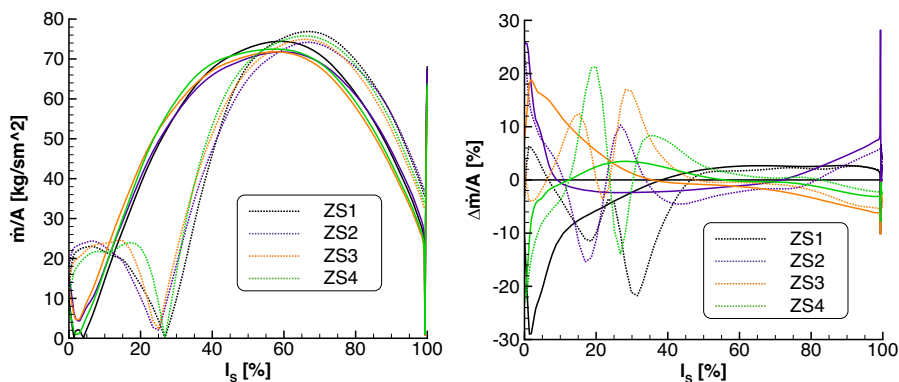
---

<sup>64</sup> Die axiale Richtung zeigt in den vorliegenden Darstellungen nach rechts.



**Abbildung 6.37:** Differenzen der spezifischen Entropie  $\Delta s$ , der Axialgeschwindigkeit  $\Delta v_{ax}$  und des flächenbezogenen Spaltmassenstroms  $\Delta \dot{m}/A$  für vier Zeitschritte, Num





**(a)** Flächenbezogener Spaltmassenstrom  $\dot{m}/A$  über die vier Zeitschritte  
**(b)** Schwankung des flächenbezogenen Spaltmassenstroms  $\Delta \dot{m}/A$  über die vier Zeitschritte

**Abbildung 6.38:** Veränderungen der Wirbelenergie für vier verschiedene Zeitschritte (ZS), Num, FT

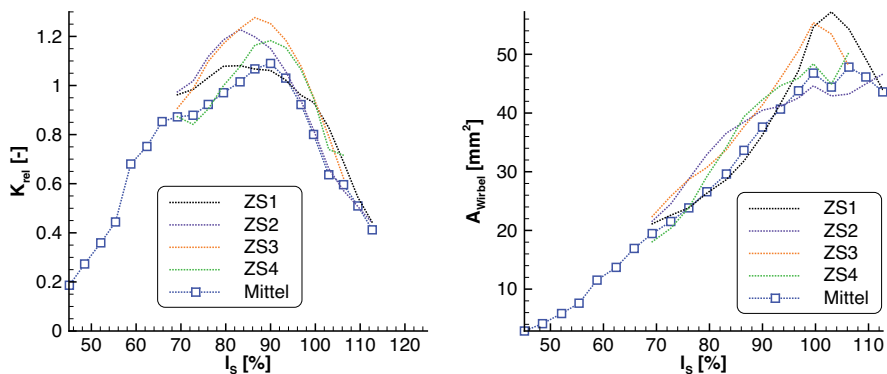
Abbildung 6.38a zeigt den relativen flächenbezogenen Spaltmassenstrom auf Druck- und Saugseite der Schaufel. Prinzipiell ist für alle Zeitschritte ein ähnlicher Verlauf zu erkennen. Um eine deutlichere Unterscheidung zu ermöglichen, sind in Abbildung 6.38b die relativen Differenzen zum mittleren flächenbezogenen Spaltmassenstrom aus Abbildung 6.30 (Seite 116) dargestellt.

Im vorderen Bereich der Schaufel, bis ca. 30 % der Profillänge, sind große Differenzen erkennbar, die von Schwankungen um einen geringen Mittelwert herrühren und somit zu hohen relativen Abweichungen führen. Im Bereich ab 40 % Profillänge  $l_s$  tritt der größte Teil der Spaltmasse aus und es sind Differenzen unterhalb 5 % erkennbar.

Ein Vergleich der numerisch bestimmten Wirbelfläche und -energie für die jeweiligen Zeitschritte ist in Abbildung 6.39 dargestellt. Die Unterschiede in den Wirbelgrößen betragen ca. 10 % vom Mittelwert und sind mit Differenzen aus den experimentellen Ergebnissen vergleichbar.

Es kann keine deutliche Übereinstimmung für die Positionen der Maxima zwischen Experiment und numerischer Simulation gefunden werden. Des Weiteren ist keine Kongruenz zwischen austretendem Spaltmassenstrom und Wirbelfläche zu erkennen.





(a) Bezogene Wirbelenergie  $K_{rel}$  - Spaltwirbel


(b) Wirbelfläche  $A_{Wirbel}$  - Spaltwirbel

**Abbildung 6.39:** Wirbelgrößen für verschiedene Stator-Rotor-Positionen, Num, FT

Hierbei ist das gemeinsame Wirken von Effekten in der Passage und der Spaltströmung für Schwankungen der Wirbelgrößen verantwortlich. Eine detaillierte Auflösung der Einflüsse ist mit den vorhandenen Daten nicht eindeutig durchführbar und kann zudem nicht mit experimentellen Daten validiert werden. Die Wirbelenergie besitzt aufgrund der zeitlichen Differenz zwischen Spaltaustritt und detektierbarer Teilnahme an der Wirbelbewegung einen zeitlich dämpfenden Charakter. Dadurch wird eine Zuordnung der Schwankungen der Wirbelfläche und -energie zu Einflüssen aus der Passage und dem Spalt deutlich erschwert.

Insgesamt zeigt die Spaltströmung nur eine geringe Beeinflussung durch die Statorabströmung. Aus den vorgestellten Daten kann eine eindeutige Abhängigkeit der Spaltströmung von der Nachlaufstruktur des Stators erkannt werden. Jedoch liegen die Auswirkungen auf die Wirbelenergie bei einer Abweichung von unter 10% vom Mittelwert und sind für die Untersuchung des Spaltwirbels von untergeordneter Bedeutung. Eine Betrachtung des mittleren Strömungsfelds ist für die gezeigte Schaufelkonfiguration ausreichend.

Im Hinblick auf den Passagenwirbel kann eine deutlichere Auswirkung der Statorströmung auf die Wirbelenergie, -fläche und Position des Wirbelzentrums erkannt werden. Die Mechanismen, die zur Entstehung der Passagenwirbel führen, sind stärker von der Anströmung der Passage abhängig als die Ausprägung der Spaltströmung und des Spaltwirbels. Die Anwendung des Wirbelkriteriums und die



---

Berechnung der Wirbelgrößen hat eine hohe Wiederholbarkeit gezeigt und für die verschiedenen Spitzenkonfigurationen vergleichbare Trajektorien der Wirbel berechnet.

---

## 7 Zusammenfassung und Ausblick

In einer Axialturbine stellen die Spaltverluste einen großen Anteil der Gesamtverluste dar. Die Nutzung eines Deckbands ist aus aerodynamischer Sicht sinnvoll, jedoch ist, im Hinblick auf die mechanischen Belastungen der drehenden Schaufeln und aus Kostengründen, ein Verzicht anzustreben. Der Hauptparameter für die Verluste ist die Spalthöhe, die aus technischen Gründen nicht beliebig reduziert werden kann, da ein Laufspalt aufgrund der thermischen Ausdehnung und der Schwingungsbelastungen notwendig ist.

Das Druckverhältnis zwischen Druck- und Saugseite der Schaufel bewirkt die Überströmung der Spitze und die Bildung des Spaltwirbels. Sowohl die reduzierte Umlenkung der Spaltströmung als auch die Verluste durch den Wirbel und die darauffolgende Vermischung sind für einen verringerten Wirkungsgrad verantwortlich. Die Einbringung einer Squealer-Kavität in die flache Schaufelspitze ist eine Möglichkeit, die aerodynamischen Verluste zu reduzieren. Dabei wird ein Teil der Energie des Spaltmassenstroms bei der Einstromung in die Kavität dissipiert, worauf die aus dem Spalt austretende Strömung einen geringeren Impuls besitzt, und der Spitzenmassenstrom reduziert wird.

Um die Auswirkungen einer Squealer-Kavität auf das Strömungsfeld einer 1½-stufigen Turbine zu untersuchen, wurden unterschiedliche stationäre und instationäre Messtechniken verwendet. Dabei wurden hochaufgelöste Daten zwischen den Schaufelreihen und innerhalb der Passage des Rotors erfasst. Die aufwändigen Messungen und deren Vergleich erlauben eine Bewertung der einzelnen Messtechniken im Hinblick auf die Nutzung in einer Turbomaschine.

Im Folgenden werden die einzelnen Verfahren und deren optimales Einsatzgebiet in der Turbomaschine kurz erläutert:

- **Fünf-Loch-Sonde**

**Vorteile:** Schnelle Messdatenerfassung; hohe Genauigkeit bei stationären Strömungen; geringe Versperrung des Messvolumens und eine ausreichend hohe räumliche Auflösung.

**Nachteile:** Stationäre Messdaten; Genauigkeitsabschätzung bei instationärer Strömung kaum möglich; Gradienten in Strömungen bewirken fehlerbehaftete Messwerte.

---

**Anwendungsgebiet:** Der Einsatz in Niedermachzahl-Turbomaschinen ist möglich, um einen Überblick der Strömung in den Gebieten zwischen den Schaufelreihen zu erhalten. Statorabströmungen werden sehr gut erfasst, problematisch ist die Bestimmung von Rotorabströmungen. Die Instationarität bewirkt schwer abschätzbare Messfehler.

- **Hitzdrahtanemometrie**

**Vorteile:** Instationäre Daten; Phasenmittelung ermöglicht Einblick in Rotorströmungen; Schwankungsbreiten ermöglichen Einblick in turbulente Strukturen und Wirbel; hohe zeitliche Auflösungen möglich.

**Nachteile:** Empfindlichkeit auf Temperaturschwankungen; beschränkter Winkelunabhängigkeitsbereich; durch den Abstand der Drähte ist eine Messung in Strömungen mit Gradienten schwierig; *In-situ*-Kalibration ist von anderen Messtechniken und deren Messfehler abhängig.

**Anwendungsgebiet:** Darstellung der Rotorabströmung im rotierenden Bezugssystem; Lokalisierung instationärer Strömungsgebiete.

- **Instationäre Wanddruckmessung**

**Vorteile:** Wanddruck im rotorrelativen Bezugssystem ist verfügbar; kurze Messzeiten; hohe zeitliche Auflösung.

**Nachteile:** Große Datenmenge; abhängig vom Druckbereich; relativ hohe Messunsicherheit; begrenzte räumliche Aussagekraft.

**Anwendungsgebiet:** Ausblick auf gehäusenaher Strömung auch im Spalt möglich; Identifizierung instationärer Strömungsphänomene.

- **Boreskopisches-PIV**

**Vorteile:** Räumlich und zeitlich hochaufgelöste Messungen; berührungslos; Blickrichtung nahezu frei wählbar.

**Nachteile:** Mögliche Blockage der Strömung; perspektivischer Fehler möglich.

**Anwendungsgebiet:** Falls Einsatz eines Fensters nicht möglich; alternative Blickrichtung gewünscht; erfasst wertvolle Geschwindigkeitsdaten eines Wirbelquerschnitts und ermöglicht Berechnung der Wirbelfläche und der kinetischen Rotationsenergie durch  $\lambda_2$ -Kriterium.

---

- **Stereo-PIV**

**Vorteile:** Räumlich und zeitlich hochaufgelöste Messungen; berührungslos; alle Geschwindigkeitskomponenten verfügbar; keine Blockage der Strömung; je nach Aufbau hohe Messgenauigkeit.

**Nachteile:** Große Datenmenge; große optische Zugänglichkeit notwendig; komplexer Aufbau; Kalibration aufwändig und hohe Empfindlichkeit auf Fehlausrichtung der Kameras; keine Messung senkrecht zur Wirbelachse möglich; schwierige Vermessung wandnaher Strömungen.

**Anwendungsgebiet:** Dreidimensionale Strömungsphänomene in Turbomaschinen, die sich vornehmlich in einzelnen Ebenen bestimmen lassen.

- **Farbanstrichverfahren**

**Vorteile:** Einfacher Versuchsaufbau; Informationen über wandnahe Strömung auch im Rotierenden.

**Nachteile:** Großer Zugang zum Messbereich notwendig; langwierige Versuchsreihen für die Bestimmung der optimalen Farbmischung; Verschmutzung der Anlage; Auswertung erfordert Erfahrung vom Anwender.

**Anwendungsgebiet:** Einfache Erfassung der wandnahen Strömung auf stationären und rotierenden Objekten.

Die Messungen ergeben in den Ebenen zwischen den Schaufelreihen nur sehr geringe Unterschiede für die Strömungswinkel und -geschwindigkeiten. Eine Betrachtung der unvermeidbaren Messfehler belegt die schwierige Erfassung des Einflusses der Squealer-Kavität mit Hilfe der globalen Messdaten in der Schaufelabströmung. Eine lokale Betrachtung der Messgrößen im Gehäusebereich der rotierenden Rotorpassagen wird nur durch den Einsatz der Lasermesstechnik ermöglicht, wobei auch hier ein Vergleich der Messgrößen aufgrund geringer Unterschiede schwierig ist.

Die Nutzung des  $\lambda_2$ -Kriteriums zur objektiven Identifizierung ermöglicht eine Eingrenzung der Wirbelstrukturen und eine Berechnung integraler Größen, die einerseits die kinetische Rotationsenergie und andererseits die Querschnittsfläche und die Position des Wirbelzentrums erfassen. Ein Vergleich der beiden Schaufelspitzenkonfigurationen *Flache Spitze* und *Squealer-Kavität* zeigt eine verringerte Wirbelfläche und -energie für letztere, wodurch von einer erfolgreichen Beeinflussung der Spaltströmung und des Spaltwirbels ausgegangen werden kann. In Verbindung mit den Farbanstrichbildern und den instationären Wanddrücken im Bereich des Rotors kann ein vollständiges und detailliertes Bild der Schaufelspitzenströmung und der

---

einhergehenden Wirbelstrukturen dargestellt werden. Die Verkleinerung und Abschwächung des Wirbels bewirkt eine geringere Verlagerung des Passagenwirbels zur Nabe, wodurch die Strömung in der Passage eine geringere Störung erfährt.

Zusätzlich sind für vier verschiedene Stator-Rotor-Relativpositionen die Wirbelfläche und -energie ausgewertet und verglichen worden. Ein Einfluss der Statorabströmung ist feststellbar, jedoch wird keine deutliche Veränderung der absoluten Werte der Wirbelgrößen beobachtet. Lediglich die Position des Passagenwirbels ist einer Schwankung unterworfen, untermauert wird dies durch die Ergebnisse der Hitzdrahtmessungen.

Ein Vergleich der Messergebnisse mit einer numerischen Simulation des Prüfstands zeigt gute Übereinstimmungen. Die Unterschiede der Strömungsgrößen zwischen den Schaufelreihen der beiden Spitzenkonfigurationen zeigen nur geringe globale Differenzen. Die Berechnung der Wirbelgrößen, die identisch zu den Messergebnissen erfolgte, zeigt ähnliche Absolutwerte für Wirbelenergie und -fläche.

Die Veränderungen der Wirbelgrößen durch die Squealer-Kavität liegen auf einem ähnlichen Niveau (ca. 10 % Absenkung) und validieren damit die numerische Berechnung in einem lokalen Bereich hochkomplexer Strömungsphänomene an der Schaufelspitze. Durch die gute Übereinstimmung zwischen Messergebnissen und Rechnung wird eine zuverlässige Vorhersage der Absenkung des Spitzenmassenstroms um 9 % und der Steigerung des isentropen Wirkungsgrads der Stufe um 0,24 % möglich, während der Wirkungsgrad für die 1½-stufige Anordnung um 0,34 % ansteigt.

Die Auswirkungen der Statorabströmung auf die Schaufelspitzenströmung konnten mit Hilfe der numerischen Ergebnisse erweitert untersucht werden. Wie schon durch die experimentellen Resultate nahegelegt wurde, können keine deutlichen Auswirkungen auf die Spaltströmung festgestellt werden. Die Nachlaufstruktur des Stators, die als ein *Negativer Strahl* beschrieben werden kann, bewirkt eine vergrößerte Axialgeschwindigkeit auf der Druckseite des Nachlaufs. Eine Einstromung in den Spalt wird durch die höhere Geschwindigkeit in axialer Richtung verstärkt, während die verringerte Axialgeschwindigkeit auf der Saugseite des Statornachlaufs die Einstromung in den Spalt verringert. Die Schwankung des flächenbezogenen Spaltmassenstroms beträgt ca. 10 % des Mittelwerts. Es ist ebenfalls eine Veränderung der Position des Passagenwirbels festzustellen.

---

## Ausblick

---

Die vorgestellte Untersuchung hat wertvolle Erkenntnisse über die Schaufelspitzenströmung und die Ausbildung des Spaltwirbels erbracht. Weitere wichtige Einflüsse auf die Spaltströmung wie überkritisches Druckverhältnis und Wärmeübergänge wurden aufgezeigt und bilden für zukünftige Untersuchungen entscheidende Kriterien. Im Folgenden werden die möglichen Schwerpunkte erläutert:

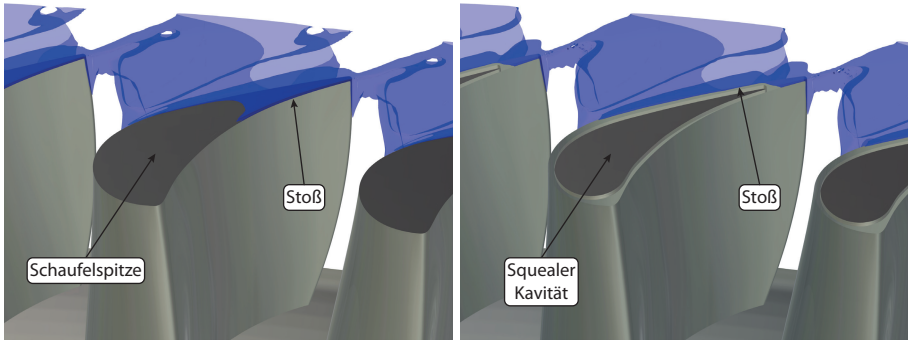
- **Gegenüberstellung Flache Spitze und Squealer-Kavität unter realistischen Strömungsbedingungen**

Die Problematik der fehlenden realistischen Druckverhältnisse, und damit dem Ausbleiben von Stößen, führt in einem Niedermachzahl-Prüfstand zu ungenauen Vorhersagen in Bezug auf die Auswirkungen der Squealer-Kavität. Aufgrund der in Kapitel 2.4 beschriebenen Gründe ist die Vermessung einer realen oder unter realistischen Bedingungen operierenden Maschine äußerst schwierig, jedoch erlaubt eine Anwendung der numerischen Simulation eine Abschätzung der Auswirkungen.

Aus einer unabhängig von dieser Arbeit verlaufenden Untersuchung stehen Daten für eine unter realistischen Bedingungen betriebenen Turbine zur Verfügung.

Die wichtigsten geometrischen Parameter der Turbine sind mit der 1½-stufigen Turbine, die für diese Arbeit verwendet wurde, vergleichbar und damit ist ein wertvoller Ausblick auf die Auswirkungen einer Squealer-Kavität auf die Leistungsfähigkeit der Turbine möglich. Das Druckverhältnis über die Stufe liegt bei 0,4 und ermöglicht realistische Betriebsbedingungen. Die maximale Druckdifferenz an der Schaufelspitze befindet sich, wie in der 1½-stufigen Turbine, im hinteren Bereich der Rotorschaukel, während die Squealer-Kavität annähernd bis zur Hinterkante reicht. Die numerischen Berechnungen wurden ebenfalls mit NUMECA durchgeführt und es wurde der *Non-Linear Harmonic*-Ansatz verwendet.

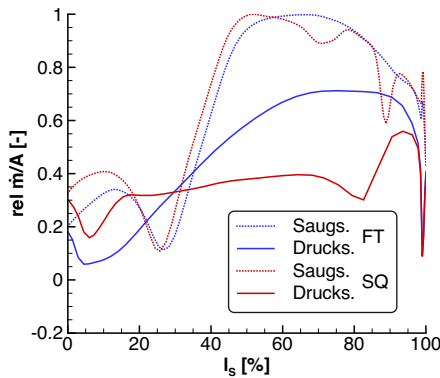
Abbildung 7.1a zeigt eine Iso-Fläche der rotorrelativen Machzahl von  $Ma_{\text{rel}} = 1,01$  für die Flache Spitze. Die Druckverteilung an der Spitze führt zu einem hohen Spaltmassenstrom und einer Stoßausbildung im hinteren Bereich der Schaufel, die in der Form ähnlich zur Untersuchung von ZHANG *et al.* [92] ist. Für die Konfiguration mit Squealer-Kavität, wie in Abbildung 7.1b zu sehen, wird das Stoßgebiet deutlich verkleinert und befindet sich lediglich an der Saugseite der Schaufel.



(a) Flache Spitze

(b) Squealer-Kavität

**Abbildung 7.1:** Vergleich der Spitzenkonfigurationen unter realistischen Bedingungen



**Abbildung 7.2:** Relativer flächenbezogener Spaltmassenstrom  $\dot{m}/A$  unter realistischen Bedingungen, FT - SQ

Der flächenbezogene Massenstrom im Spalt, der in Abbildung 7.2 dargestellt ist und hier auf den Maximalwert bezogen wurde, zeigt einen ähnlichen Verlauf wie in Abbildung 6.30 auf Seite 116. Durch die Squealer-Kavität wird der eintretende Massenstrom auf der Druckseite vergleichmäßigt und der Maximalwert deutlich abgesenkt. Diese Beobachtung ist konsistent mit der veränderten Stoßausbildung, da ein fehlender Stoß auf eine geringere Eintrittsgeschwindigkeit schließen lässt. Auf der Saugseite tritt bereichsweise



---

ein höherer Massenstrom aus, jedoch kommt es insgesamt zu einer Reduzierung des Spaltmassenstroms um 5 %. Der isentrope Wirkungsgrad der Stufe nimmt um 0,12 % zu.

Im Hinblick auf die Niedermachzahlmaschine sind die Verbesserungen halbiert. Die Beobachtung stimmt mit der Literatur überein, siehe ZHANG *et al.* [92], und bestätigt einen positiven Effekt der Squealer-Kavität auch unter realen Betriebsbedingungen. Um den Einsatz in einem Flugzeugtriebwerk zu untersuchen, muss eine Kühlung appliziert und eine Abschätzung der Wärmeübergänge durchgeführt werden.

- **Auswirkungen der Squealer-Kavität auf die Spaltströmung bei veränderter Schaufelauslegung**

Wie in Kapitel 6.6 gezeigt wurde, hätte eine weitere Ausdehnung der Kavität in Richtung der Hinterkante einen positiven Effekt auf die Spaltströmung. Die Begründung für die erhöhte Überströmung im hinteren Bereich der Schaufel ist die höhere aerodynamische Belastung aufgrund der Auslegung des Profils. Eine Erweiterung der Kavität zur Hinterkante erfordert eine Reduzierung der Kammbreite, was aus fertigungstechnischer Sicht und Gründen der Langzeithaltbarkeit nicht sinnvoll ist. Eine Beachtung der Squealer-Kavität bei der Auslegung der Beschaukelung würde eine erhöhte Wirksamkeit und eine höhere Effizienz zur Folge haben. Die Untersuchung einer solchen Auslegung erscheint sinnvoll.

- **Integration eines Winglets**

Eine Kombination aus Squealer-Kavität und Winglet hat in der Literatur zu deutlichen Verbesserungen geführt, wie beispielsweise von SCHABOWSKI *et al.* [68, 69] gezeigt wurde. Dabei konnte der Spaltmassenstrom um ca. 20 % und der Druckverlustkoeffizient um ca. 19 % im Vergleich zur Flachen Spitze verringert werden. Für ein Winglet gilt, wie für alle Modifikationen im Schaufelspitzenbereich, dass eine detaillierte Untersuchung der Wärmeübergänge an der Geometrie nötig ist.

- **Wirkungsgradmessung**

Die Applikation einer hochgenauen Drehmomentenmessung und die damit mögliche Bestimmung des Wirkungsgrads würde einen deutlich erweiterten Einblick in die Verlässlichkeit der Rechnung erlauben.

- **Berücksichtigung der Kühlungsproblematik**

Zur vollständigen Abschätzung des Potentials der Squealer-Kavität muss eine

---

Untersuchung hinsichtlich der Wärmeübergänge durchgeführt werden. Die Berechnung der Wärmebelastung mittels einer numerischen Simulation ist auch weiterhin eine große Herausforderung, siehe NEWTON *et al.* [50] und THORPE *et al.* [77]. Begleitend zu den Berechnungen müssen Messungen des Wärmeübergangs zur Validierung durchgeführt werden, was sich bei den Strömungs- und Prüfstandsbedingungen als eine große Herausforderung darstellt. Bei der zukünftig zu erwartenden Umstellung der Triebwerksbrennkammern auf eine Magerverbrennung wird das Temperaturprofil beim Eintritt in die Turbinenstufe deutlich verändert, siehe PYLIOURAS [57]. Eine höhere Belastung der Endwandbereiche ist wahrscheinlich und somit auch eine verstärkte Belastung der Schaufelspitze.

- **Veränderung der Spitzengeometrie durch den Heißgasbetrieb**

Eine dauerhaft haltbare Umsetzung scharfer Kanten gestaltet sich im Triebwerk als nahezu unmöglich. Die Auswirkungen einer Geometrieänderung, im Sinne vergrößerter Kantenradien, ist für den realen Einsatz äußerst wichtig. Eine Untersuchung der Auswirkungen einer hohen Wärmebelastung und damit einhergehender Geometrieänderungen ist sinnvoll.

- **Einfluss der Statornachläufe auf Rotor und nachfolgenden Stator**

Die schwankende Wirbelenergie bestätigt den Einfluss der Abströmung von Stator 1 auf den Spalt- und Passagenwirbel. Eine Auswirkung auf die Strömung in der zweiten Statorstufe ist anzunehmen. So kann durch eine Clocking-Untersuchung ein Einfluss auf die Leistungsfähigkeit der nachfolgenden Statorstufe erfolgen.

- **Weitere Anwendung des  $\lambda_2$ -Kriteriums und der Wirbelgrößen**

Die Verwendung des  $\lambda_2$ -Kriteriums und die anschließende Berechnung der Wirbelfläche und -energie hat erweiterte Kenntnisse über die Spaltströmung erbracht. Ein Einsatz in weiteren Prüfständen und deren Problemstellungen könnte das Verständnis der Strömungen verbessern. So ist eine Untersuchung des Spaltwirbels in Verdichtern sinnvoll, da der Wirbel ein stabilitätsbeeinflussender Parameter ist, wie von BRANDSTETTER *et al.* [10] und BIELA *et al.* [4] gezeigt wurde. Weiterhin zeigt die Zyklonkühlung im Inneren der Turbinenschaufeln deutliche Abhängigkeiten von der Ausprägung des Wirbels im Kanal, siehe LERCH [34]. Durch eine integrale Betrachtung der Wirbel und eine exakte Bestimmung des Wirbelzentrums könnten die Erkenntnisse in den jeweiligen Forschungsgebieten erweitert werden.

---

# Literaturverzeichnis

- [1] ADVISORY COUNCIL FOR AERONAUTICS RESEARCH IN EUROPE: *Strategic Research Agenda, Volume 2*, October 2002. 3
- [2] BAEHR, H.: *Thermodynamik: Grundlagen und technische Anwendungen*. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 12. Auflage Aufl., 2005. 13, 14
- [3] BEHR, T., A. I. KALFAS und R. S. ABHARI: *Unsteady Flow Physics and Performance of a One-and-1/2-Stage Unshrouded High Work Turbine*. Journal of Turbomachinery, 129(2):348–359, 2007. 36
- [4] BIELA, C., M. W. MÜLLER, H.-P. SCHIFFER und C. ZSCHERP: *Unsteady Pressure Measurement in a Single Stage Axial Transonic Compressor Near the Stability Limit*. ASME Conference Proceedings, 2008(43161):157–165, 2008. 58, 138, 157
- [5] BINDON, J. P.: *The Measurement and Formation of Tip Clearance Loss*. Journal of Turbomachinery, 111(3):257–263, 1989. 29
- [6] BINDON, J. P. und G. MORPHIS: *The Development of Axial Turbine Leakage Loss for Two Profiled Tip Geometries Using Linear Cascade Data*. Journal of Turbomachinery, 114(1):198–203, 1992. 29, 150
- [7] BOLETIS, E. und C. H. SIEVERDING: *Experimental Study of the Three-Dimensional Flow Field in a Turbine Stator Preceded by a Full Stage*. Journal of Turbomachinery, 113(1):1–9, 1991. 30
- [8] BOOTH, T. C.: *Turbine Loss Correlations and Analysis*. In: *Tip Clearance Effects in Axial Turbomachines*, VKI Lecture Series 1985-05, 1985. 26, 32, 33
- [9] BRANDSTETTER, C.: *Strömungsvermessung in rotierenden Turbomaschinenkomponenten mit Stereoscopic Particle Image Velocimetry*. Diplomarbeit, Technische Universität Darmstadt, 2010. 63

- 
- [10] BRANDSTETTER, C., M. KEGALJ, C. BIELA und H.-P. SCHIFFER: *PIV-Measurements in a Transonic Compressor Test Rig with Variable Inlet Guide Vanes*. In: *Proceedings of Int. Symposium of Air Breathing Engines 2011 (ISABE-2011-1222)*, 12-16 September, 2011, Göteborg, Schweden. 63, 101, 138
- [11] BRÄUNLING, W. J. G.: *Flugzeugtriebwerke*. Springer-Verlag, 2009. 1, 4, 15, 17, 18, 19, 35, 48
- [12] BRONSTEIN, I., K. SEMENDJAJEW, G. MUSIOL und H. MÜHLIG: *Taschenbuch der Mathematik*. Harri Deutsch Verlag, 2008. 38
- [13] BRUUN, H. H.: *Hot-Wire Anemometry: Principles and Signal Analysis*. Oxford University Press, New York, 1995. 55, 75
- [14] CAMCI, C., D. DEY und L. KAVURMACIOGLU: *Tip Leakage Flows Near Partial Squealer Rims in an Axial Flow Turbine Stage*. ASME Conference Proceedings, 2003(36894):79–90, 2003. 32, 33
- [15] CAMCI, C., D. DEY und L. KAVURMACIOGLU: *Aerodynamics of Tip Leakage Flows Near Partial Squealer Rims in an Axial Flow Turbine Stage*. Journal of Turbomachinery, 127(1):14–24, 2005. 33
- [16] DENTON, J. D.: *The 1993 IGTI Scholar Lecture: Loss Mechanisms in Turbomachines*. ASME, J. of Turbomachinery, Vol. 115:621 – 656, 1993. XIII, 27, 28
- [17] DEY, D. und C. CAMCI: *Aerodynamic tip desensitization of an axial turbine rotor using tip platform extensions*. ASME paper, (2001-GT):0484, 2001. 33
- [18] DIERKSHEIDE, U., P. MEYER, T. HOVESTADT und W. HENTSCHEL: *Endoscopic 2D-PIV flow field measurements in IC engines*. In: *4th Int. Symp. on PIV, Göttingen, Germany, Sept., 2001, PIV01 Paper 1060*, 2001. 63
- [19] HARVEY, N.: *Aerothermal Implications of Shroudless and Shrouded Blades*. In: *von Karman Institute for Fluid Dynamics, Lecture Series 2004-02, Turbine Blade Tip Design and Tip Clearance Treatment*, 2004. 30
- [20] HEINKE, W.: *Experimentelle Untersuchungen zum Clocking-Effekt an einer stationären Stator-Stator-Anordnung*. Doktorarbeit, Technische Universität Darmstadt, 2002. 7, 30, 41

- 
- [21] HENNECKE, D. K.: *Vorlesungsskript: Flugantriebe und Gasturbinen*. Technische Universität Darmstadt, 2000. 13, 18, 20
- [22] HEYES, F. J. G., H. P. HODSON und G. M. DAILEY: *The Effect of Blade Tip Geometry on the Tip Leakage Flow in Axial Turbine Cascades*. Journal of Turbomachinery, 114(3):643–651, 1992. 26, 29, 32
- [23] HOURMOUZIADIS, J.: *Aerodynamic design of low pressure turbines*. AGARD, Blading Design for Axial Turbomachines, 1989. 46
- [24] HUMM, H. J.: *Optimierung der Sondengestalt für aerodynamische Messungen in hochgradig fluktuierenden Strömungen*. Doktorarbeit, Eidgenössische Technische Hochschule Zürich, Switzerland, 1996. 72
- [25] JEONG, J. und F. HUSSAIN: *On the identification of a vortex*. J. Fluid Mech., 285:69–94, 1995. 37, 38
- [26] KAVURMACIOGLU, L., D. DEY und C. CAMCI: *Aerodynamic character of partial squealer tip arrangements in an axial flow turbine. Part I: Detailed aerodynamic field modifications via three dimensional viscous flow simulations around baseline tip*. Progress in Computational Fluid Dynamics, an International Journal, 7(7):363–373, 2007. 33
- [27] KAVURMACIOGLU, L., D. DEY und C. CAMCI: *Aerodynamic character of partial squealer tip arrangements in an axial flow turbine. Part II: Detailed numerical aerodynamic field visualisations via three dimensional viscous flow simulations around a partial squealer tip*. Progress in Computational Fluid Dynamics, an International Journal, 7(7):374–386, 2007. 33
- [28] KEGALJ, M. und H.-P. SCHIFFER: *Endoscopic PIV measurements in a low pressure turbine rig*. Experiments in Fluids, 47:689–705, 2009. 63
- [29] KEY, N. L. und T. ARTS: *Comparison of Turbine Tip Leakage Flow for Flat Tip and Squealer Tip Geometries at High-Speed Conditions*. Journal of Turbomachinery, 128, 2006. 69
- [30] KIRCHNER, M.: *Auslegung einer Fünflochsonde und Vermessung von Zu- und Abströmebenen an einem transsonischen Verdichterprüfstand*. Diplomarbeit, Technische Universität Darmstadt, 2007. 72

- 
- [31] KÖNIG, S.: *Untersuchung des Einflusses überlagerter Stator- und Rotornachläufe auf den Clocking-Effekt an einer 1.5-stufigen axialen Gasturbine*. Doktorarbeit, Technische Universität Darmstadt, 2006. 41, 63, 73, 75
- [32] LEE, S. und M. CHOI: *Tip gap height effects on the aerodynamic performance of a cavity squealer tip in a turbine cascade in comparison with plane tip results: Part 2 - Aerodynamic losses*. *Experiments in Fluids*, 49:713–723, 2010. 69
- [33] LEE, S. und S. KIM: *Tip gap height effects on the aerodynamic performance of a cavity squealer tip in a turbine cascade in comparison with plane tip results: Part 1 - Tip gap flow structure*. *Experiments in Fluids*, 49:1039–1051, 2010. 69
- [34] LERCH, A.: *Untersuchungen zum Einfluss der Zyklonkühlung in einer Turbinenschaufel auf die adiabate Filmkühleffektivität*. Doktorarbeit, Technische Universität Darmstadt, 2012. 138
- [35] LINDENBORN, O.: *Robuste Spaltregelung der Hochdruckturbine im Flugtriebwerk*. Doktorarbeit, Technische Universität Darmstadt, 2010. 26
- [36] MAILACH, R., L. MÜLLER und K. VOGELER: *Rotor-Stator Interactions in a Four-Stage Low-Speed Axial Compressor - Part II: Unsteady Aerodynamic Forces of Rotor and Stator Blades*. *Journal of Turbomachinery*, 126(4):519–526, 2004. 35
- [37] MAILACH, R. und K. VOGELER: *Aerodynamic Blade Row Interactions in an Axial Compressor - Part I: Unsteady Boundary Layer Development*. *Journal of Turbomachinery*, 126(1):35–44, 2004. 35
- [38] MANSOUR, M., N. CHOKANI, A. I. KALFAS und R. S. ABHARI: *Impact of Time-Resolved Entropy Measurement on a One-and-One-Half-Stage Axial Turbine Performance*. *Journal of Turbomachinery*, 134(2):021008, 2012. 36
- [39] MCCARTER, A. A., X. XIAO und B. LAKSHMINARAYANA: *Tip Clearance Effects in a Turbine Rotor: Part II-Velocity Field and Flow Physics*. *Journal of Turbomachinery*, 123(2):305–313, 2001. 30
- [40] MCLEAN, C., C. CAMCI und B. GLEZER: *Mainstream Aerodynamic Effects Due to Wheel-space Coolant Injection in a High-Pressure Turbine Stage: Part I—Aerodynamic Measurements in the Stationary Frame*. *Journal of Turbomachinery*, 123(4):687–696, 2001. 7

- 
- [41] McLEAN, C., C. CAMCI und B. GLEZER: *Mainstream Aerodynamic Effects Due to Wheel-space Coolant Injection in a High-Pressure Turbine Stage: Part II—Aerodynamic Measurements in the Rotational Frame*. Journal of Turbomachinery, 123(4):697–703, 2001. 7
- [42] MILLER, R. J., R. W. MOSS, R. W. AINSWORTH und N. W. HARVEY: *Wake, Shock, and Potential Field Interactions in a 1.5 Stage Turbine - Part I: Vane-Rotor and Rotor-Vane Interaction*. Journal of Turbomachinery, 125(1):33–39, 2003. 36
- [43] MILLER, R. J., R. W. MOSS, R. W. AINSWORTH und N. W. HARVEY: *Wake, Shock, and Potential Field Interactions in a 1.5 Stage Turbine - Part II: Vane-Vane Interaction and Discussion of Results*. Journal of Turbomachinery, 125(1):40–47, 2003. 36
- [44] MILLER, R. J., R. W. MOSS, R. W. AINSWORTH und C. K. HORWOOD: *Time-Resolved Vane-Rotor Interaction in a High-Pressure Turbine Stage*. Journal of Turbomachinery, 125(1):1–13, 2003. 36
- [45] MISCHO, B., T. BEHR und R. S. ABHARI: *Flow Physics and Profiling of Recessed Blade Tips: Impact on Performance and Heat Load*. ASME Conference Proceedings, 2006(4241X):1503–1513, 2006. 119
- [46] MOLTER, S. M., M. G. DUNN, C. W. HALDEMAN, R. F. BERGHOLZ und P. VITT: *Heat-Flux Measurements and Predictions for the Blade Tip Region of a High-Pressure Turbine*. ASME Conference Proceedings, 2006(4238X):49–60, 2006. 151
- [47] MOORE, J., J. G. MOORE, G. S. HENRY und U. CHAUDHRY: *Flow and Heat Transfer in Turbine Tip Gaps*. Journal of Turbomachinery, 111(3):301–309, 1989. 29, 33, 150
- [48] MOORE, J. und J. S. TILTON: *Tip Leakage Flow in a Linear Turbine Cascade*. Journal of Turbomachinery, 110(1):18–26, 1988. 24, 26, 29
- [49] NESS, D. K. V., T. C. CORKE und S. C. MORRIS: *Tip Clearance Flow Visualization of a Turbine Blade Cascade With Active and Passive Flow Control*. ASME Conference Proceedings, 2008(43161):1217–1229, 2008. 69
- [50] NEWTON, P. J., G. D. LOCK, S. K. KRISHNABABU, H. P. HODSON, W. N. DAWES, J. HANNIS und C. WHITNEY: *Heat Transfer and Aerodynamics of Turbine Blade Tips in a Linear Cascade*. Journal of Turbomachinery, 128(2):300–309, 2006. 138, 150

- 
- [51] NITSCHKE, W. und A. BRUNN: *Strömungsmesstechnik*. Springer-Verlag, 2006. 54, 68
- [52] O'DOWD, D. O., Q. ZHANG, I. USANDIZAGA, L. HE und P. M. LIGRANI: *Transonic Turbine Blade Tip Aero-Thermal Performance With Different Tip Gaps: Part II - Tip Aerodynamic Loss*. ASME Conference Proceedings, 2010(43994):347–356, 2010. 151
- [53] OERTEL, H.: *Optische Strömungsmesstechnik*. Braun, 1989. 68
- [54] PALAFOX, P., M. L. G. OLDFIELD, J. E. LAGRAFF und T. V. JONES: *PIV Maps of Tip Leakage and Secondary Flow Fields on a Low-Speed Turbine Blade Cascade With Moving End Wall*. Journal of Turbomachinery, 130(1):011001, 2008. 7, 23, 29
- [55] PERDICHIZZI, A. und V. DOSSENA: *Incidence Angle and Pitch-Chord Effects on Secondary Flows Downstream of a Turbine Cascade*. ASME, Journal of Turbomachinery, Vol. 115:383–391, 1993. 19
- [56] PORRECA, L., A. I. KALFAS, R. S. ABHARI, Y. I. YUN und S. J. SONG: *Interstage Flow Interactions and Loss Generation in a Two-Stage Shrouded Axial Turbine*. Journal of Turbomachinery, 131(1):011002, 2009. 36
- [57] PYLIOURAS, S.: *Auswirkungen der Magerverbrennung auf die Turbinenaerodynamik*. Doktorarbeit, Technische Universität Darmstadt, 2011. 138
- [58] RAFFEL, M., C. WILLERT, S. WERELEY und J. KOMPENHANS: *Particle Image Velocimetry: A Practical Guide*. Springer-Verlag, 2007. 60, 62, 66
- [59] RAO, N.: *Desensitization of over tip leakage in an axial turbine rotor by tip surface coolant injection*. Doktorarbeit, The Pennsylvania State University, 2005. 30, 34
- [60] RAO, N. M. und C. CAMCI: *Axial Turbine Tip Desensitization by Injection From a Tip Trench: Part 1 - Effect of Injection Mass Flow Rate*. ASME Conference Proceedings, 2004(41707):1075–1088, 2004. 34
- [61] RAO, N. M. und C. CAMCI: *Axial Turbine Tip Desensitization by Injection From a Tip Trench: Part 2 - Leakage Flow Sensitivity to Injection Location*. ASME Conference Proceedings, 2004(41707):1089–1098, 2004. 34



- 
- [62] REISING, S.: *Steady and Unsteady Performance of a Transonic Compressor Stage with Non-axisymmetric End Walls*. Doktorarbeit, Technische Universität Darmstadt, 2010. 20
- [63] RHEE, D.-H. und H. H. CHO: *Local Heat/Mass Transfer Characteristics on a Rotating Blade With Flat Tip in a Low-Speed Annular Cascade-Part I: Near-Tip Surface*. Journal of Turbomachinery, 128(1):96–109, 2006. 150
- [64] RHEE, D.-H. und H. H. CHO: *Local Heat/Mass Transfer Characteristics on a Rotating Blade With Flat Tip in a Low-Speed Annular Cascade-Part II: Tip and Shroud*. Journal of Turbomachinery, 128(1):110–119, 2006. 150
- [65] RIZNYK, S., S. KHOMLYEV, P. VARVARUK und A. KARPENKO: *Experimental and CFD Investigations of Turbine Rotor Winglet*. In: *Proceedings of Int. Symposium of Air Breathing Engines 2009 (ISABE-2009-1294)*, 7-11 September, 2009, Montreal, Kanada. 151
- [66] ROLLS-ROYCE: *The Jet Engine*. Rolls-Royce plc, 2005. XIII, 2
- [67] SANDERS, A. und S. FLEETER: *Multi-Blade Row Interactions in a Transonic Axial Compressor*. ASME paper, 2001. 35
- [68] SCHABOWSKI, Z. und H. HODSON: *The Reduction of Over Tip Leakage Loss in Unshrouded Axial Turbines Using Winglets and Squealers*. ASME Conference Proceedings, 2007(47950):663–675, 2007. 32, 137
- [69] SCHABOWSKI, Z., H. HODSON, D. GIACCHE, B. POWER und M. R. STOKES: *Aeromechanical Optimisation of a Winglet-Squealer Tip for an Axial Turbine*. ASME Conference Proceedings, 2010(23542):663–675, 2010. 137
- [70] SCHÄFER, M.: *Numerik im Maschinenbau*. Springer-Verlag, 1999. 78, 79
- [71] SCHLICHTING, H. und K. GERSTEN: *Grenzschicht-Theorie*. Springer-Verlag, 2006. 19, 21, 83
- [72] SCHLICHTING, H. und E. TRUCKENBRODT: *Erster Band: Grundlagen aus der Strömungstechnik Aerodynamik des Tragflügels (Teil I)*. Klassiker der Technik. Springer-Verlag, 2000. 6
- [73] SCHLIENGER, J., A. I. KALFAS und R. S. ABHARI: *Vortex-Wake-Blade Interaction in a Shrouded Axial Turbine*. ASME, J. of Turbomachinery, Vol. 127:699–707, 2005. 36

- 
- [74] SCHUEPBACH, P., R. S. ABHARI, M. G. ROSE, T. GERMAIN, I. RAAB und J. GIER: *Effects of Suction and Injection Purge-Flow on the Secondary Flow Structures of a High-Work Turbine*. Journal of Turbomachinery, 132(2):021021, 2010. 7
- [75] SPALART, P. R. und S. R. ALLMARAS: *A One-Equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows*. 30th Aerospace Sciences Meeting & Exhibit, (AIAA-92-0439), 1992. 77
- [76] SPURK, J. H. und N. AKSEL: *Strömungslehre: Einführung in die Theorie der Strömungen*. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 2010. 33, 37, 103
- [77] THORPE, S., S. YOSHINO, G. THOMAS, R. AINSWORTH und N. HARVEY: *Blade-tip heat transfer in a transonic turbine*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 219(6):421–430, 2005. 138
- [78] TROPEA, C., A. YARIN und J. F. FOSS: *Springer Handbook of Experimental Fluid Mechanics*. Springer-Verlag, 2007. 52, 54
- [79] TRUTNOVSKY, K.: *Berührungsfreie Dichtungen: Grundlagen und Anwendungen der Strömung durch Spalte und Labyrinth*. VDI-Verlag, 1964. 32
- [80] WANG, H. P., S. J. OLSON, R. J. GOLDSTEIN und E. R. G. ECKERT: *Flow Visualization in a Linear Turbine Cascade of High Performance Turbine Blades*. Journal of Turbomachinery, 119(1):1–8, 1997. XIII, 22, 23
- [81] WARTZEK, F.: *Vermessung und Interpretation des Strömungsfeldes in einer 1½-stufigen deckbandlosen Turbine*. Diplomarbeit, Technische Universität Darmstadt, 2011. 57, 58, 68
- [82] WESTERWHEEL, J.: *Theoretical analysis of the measurement precision in particle image velocimetry*. Experiments in Fluids, 29:S3–S12, 2000. 76
- [83] WHEELER, A. P. S., N. R. ATKINS und L. HE: *Turbine Blade Tip Heat Transfer in Low Speed and High Speed Flows*. ASME Conference Proceedings, 2009(48845):349–359, 2009. 151
- [84] WOISETSCHLÄGER, J., N. MAYRHOFER, B. HAMPEL, H. LANG und W. SANZ: *Laser-optical investigation of turbine wake flow*. Experiments in Fluids, 34:371–378, 2003. 10.1007/s00348-002-0568-7. 36

- 
- [85] XIAO, X., A. A. McCARTER und B. LAKSHMINARAYANA: *Tip Clearance Effects in a Turbine Rotor: Part I - Pressure Field and Loss*. Journal of Turbomachinery, 123(2):296–304, 2001. 30
- [86] YAMAMOTO, A.: *Interaction Mechanisms Between Tip Leakage Flow and the Passage Vortex in a Linear Turbine Rotor Cascade*. Journal of Turbomachinery, 110(3):329–338, 1988. 29
- [87] YAMAMOTO, A., T. MATSUNUMA und E. OUTA: *Unsteady Endwall/Tip-Clearance Flows and Losses Due to Turbine Rotor-Stator Interaction*. ASME Conference Proceedings, 1994(94-GT-461), 1994. 30
- [88] YAMAMOTO, A. und H. NOUSE: *Effects of Incidence on Three-Dimensional Flows in a Linear Turbine Cascade*. Journal of Turbomachinery, 110(4):486–496, 1988. 19, 29
- [89] YAMAMOTO, A., J. TOMINAGA, T. MATSUNUMA und E. OUTA: *Detailed Measurements of Three-Dimensional Flows and Losses Inside an Axial Turbine Rotor*. ASME Conference Proceedings, 1994(94-GT-348), 1994. 30
- [90] YARAS, M. I. und S. A. SJOLANDER: *Effects of Simulated Rotation on Tip Leakage in a Planar Cascade of Turbine Blades: Part I and Part II*. Journal of Turbomachinery, 114(3):652–667, 1992. 29
- [91] ZHANG, Q. und L. HE: *Overtip Choking and Its Implications on Turbine Blade-Tip Aerodynamic Performance*. Journal of Propulsion and Power, 27(5):1008, 2011. 151
- [92] ZHANG, Q., D. O. O'DOWD, L. HE, M. L. G. OLDFIELD und P. M. LIGRANI: *Transonic Turbine Blade Tip Aero-Thermal Performance With Different Tip Gaps: Part I - Tip Heat Transfer*. ASME Conference Proceedings, 2010(43994):335–346, 2010. 135, 137, 151



---

# A Anhang

---

## A.1 Wärmeübergang in einer deckbandlosen Turbine

---

Eine große Herausforderung bei Turbinen stellt die Bewältigung der hohen thermischen Belastungen in diesem Bereich der Gasturbine dar. Heutige Turbinen sind Eintrittstemperaturen ausgesetzt, die mehrere hundert Kelvin über der Schmelztemperatur der Werkstoffe liegen. Diese Bedingungen sind nur durch komplexe Kühlungsstrategien aller beteiligten Bauteile zu bewältigen. Die verwendete Kühlluft entstammt dem Verdichter, wird um die Brennkammer geleitet und den benötigten Stellen zugeführt. Je nach Ort der Kühlung wird die entsprechende Kühlluft an einer anderen Stelle im Verdichter entnommen und weist Temperaturen bis zu 700 °C. Die Bereiche mit Kühlungsbedarf sind Turbinenscheiben, Schaufeloberflächen, Schaufelplattformen sowie die Gehäusebereiche. Ein hoher Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha$  kennzeichnet ein thermisch stark belastetes Areal.

Die Schaufelkühlung kann in die Bereiche Innen- und Oberflächenkühlung aufgeteilt werden. Die Innenkühlung ist aus mechanischer Sicht besonders wichtig, da eine ungenügende Kühlung zu einer erhöhten Kriechneigung führt und zum Versagen der Schaufel beitragen kann. Kühlluft wird durch die Schaufel geleitet und anschließend durch feine Bohrungen auf der Oberfläche geleitet. Der hierbei entstehende Kühlfilm schützt die Schaufeloberfläche vor den hohen Temperaturen der Hauptströmung. Auf der Oberfläche sind die Vorder- und Hinterkante die thermisch am höchsten belasteten Bereiche. Die Verzögerung der Strömung bewirkt an der Vorderkante einen Anstieg der statischen Temperatur, während an der Hinterkante die geringe Materialstärke, und die daraus resultierende schlechte Kühlbarkeit, eine hohe thermische Belastung derselben bewirken. Darüber hinaus ist die Schaufelspitze aufgrund von Kanten mit geringen Radien und geringen Grenzschichtdicken einer hohen Belastung ausgesetzt.

Beschaufelungen mit Deckband sind sowohl an den Kanten der Segmente als auch an den Finnen stark beansprucht. Die Versorgung mit Kühlluft erfolgt hier üblicherweise aus der Schaufel und durch entsprechende Öffnungen im Gehäuse. Falls die

---

Schaufelspitze ohne Deckband ausgestattet wird, sind die Wärmeübergangskoeffizienten auf der Spitze, im Vergleich zum Deckband, deutlich höher. Die hohen Beschleunigungen und Geschwindigkeiten in den Bereichen der druck- und saugseitigen Kante der Schaufelspitze führen zu geringen Grenzschichtdicken und hohen Wärmeübergängen. An den Kanten kann es zu einem schnellen Abbrennen kommen, sodass der vorhandene Radius vergrößert wird. Wie BINDON & MORPHIS [6] gezeigt haben, führt eine Vergrößerung des Radius zu einer deutlichen Veränderung der Spitzenströmung. Die Intensität der Ablösung an der Druckseitenkante wird abgeschwächt und kann vollständig verschwinden, was eine Erhöhung des Spitzenmassenstromes zur Folge hat.

In Gebieten zwischen der Ablöseblase und der Wiederanlegung der Strömung an die Schaufelspitze kommt es durch die Absenkung der Geschwindigkeit zu einer Zunahme der statischen Temperatur und zu hohen Wärmeübergängen. MOORE *et al.* [47] finden in diesem Gebiet einen Wärmeübergangswert, der dem doppelten der voll entwickelten Spitzenströmung in der Nähe der Druckseite entspricht.

An der Saugseite der Rotorschaufelspitze finden sich ebenfalls hohe Wärmeübergangswerte. Hier befindet sich der Spaltwirbel in unmittelbarer Nähe zur Saugseite und rotiert mit hoher Geschwindigkeit, die wiederum eine dünne Grenzschicht und damit eine hohe Oberflächentemperatur hervorruft.

RHEE & CHO [63, 64] haben mit Hilfe der Naphtalin-Sublimations-Messmethode<sup>65</sup> Wärme-/Stoffübergangsmessungen an einer rotierenden Kaskade durchgeführt. Auch hier konnte ein Einfluss der Rotation auf die Ergebnisse beobachtet werden, der den Wärmeübergang im gehäusenahen Bereich der Saugseite um ca. 60 % des Maximalwertes an der Schaufelspitze verstärkt. Auch hier verlagert sich der Spaltwirbel bei vorhandener Gehäuserotation zur Saugseite. Weiterhin wurden Messungen auf der Spitze und am Gehäuse durchgeführt, welche die Beobachtungen von hohen Werten in der Wiederanlegezone stromab der Ablöseblase bestätigen. Die verringerte Spaltströmung unter Rotation bewirkt mit einer identischen Phänomenologie ca. 10 % niedrigere Werte, die auf der Spitze 70 % über den Werten am Gehäuse liegen.

NEWTON *et al.* [50] zeigen Wärmeübergangsmessungen an flachen einseitigen Squealer- und Kavitätensquealer-Schaufelspitzen. Auch hier werden die höchsten Werte stromab der Ablöseblase gemessen. Der Kavitätensquealer zeigt niedrige

---

<sup>65</sup> Die Naphtalin-Sublimations Messmethode basiert auf der Wärme- und Stoffübertragungsanalogie und bestimmt Wärmeübergangswerte durch die Vermessung des Naphtalinabtrags.

---

Werte auf dem druckseitigen Kamm, während hohe Werte auf der Saugseite festgestellt werden. Ähnlich hohe Wärmeübergänge entstehen am Grund der Kavität.

Für jede Schaufelspitzenkonfiguration muss eine Untersuchung der Wärmeübergänge durchgeführt werden. Eine aerodynamisch optimale Form kann durch eine hohe Temperaturbelastung innerhalb kurzer Zeit zerstört werden, was die Beachtung dieser Problematik unerlässlich macht.

---

## A.2 Transsonische Strömung auf der Rotorspitze

---

In realen Hochdruckturbinenstufen werden Druckverhältnisse bis zu 0,25 erreicht. Dies ermöglicht eine Stoßausbildung an der Schaufelspitze, durch die sich die Verlusterzeugung an der Spitze verändert und die Wirksamkeit der Squealer-Kavität reduziert.

Vergleiche von MOLTER *et al.* [46] und O'DOWD *et al.* [52, 92] zwischen subsonischen und transsonischen Strömungen stellen die Absenkung des Spaltverlustanteils an den Gesamtverlusten dar. ZHANG & HE [91] zeigen für eine verstärkte Schaufelbelastung, die durch eine Vergrößerung der Teilung erreicht wurde, eine Absenkung des Spaltverlustanteils von 40 % auf 35 %. Bei geringeren Machzahlen lag der Anteil bei ca. 48 %. Durch den Stoß im Bereich der *vena contracta*, und die anschließende Beschleunigung, bildet sich eine Reihe schräger Stöße in einem *Sägezahnverlauf* im Spalt. Die Reflexionen an der Schaufelspitze führen zu einer dünnen Grenzschicht, was in diesem Fall keine erhöhten Wärmeübergänge zeigt. Stattdessen wird die turbulente Mischung im Anschluss an die Ablöseblase reduziert und der Wärmeübergang vermindert.

WHEELER *et al.* [83] zeigt diese Zusammenhänge in einer Reihe von Simulationen mit unterschiedlichen Druckverhältnissen und Abströmmachzahlen. Dabei wurde für jede Machzahl ein eigenes Schaufelprofil verwendet, um Reynoldszahl und Profildruckverteilung konstant zu halten. Um die Ergebnisse mit Validierungsmessungen aus einer Kaskade vergleichen zu können, wurde auf eine Relativbewegung des Gehäuses verzichtet. Es wird gezeigt, dass im Vergleich zu Niedermachzahlbedingungen hohe Machzahlen die Wärmeübergänge bis zu 60 % absenken.

Die experimentelle Untersuchung einer realen Geometrie wurde von RIZNYK *et al.* [65] präsentiert und zeigt eine Verbesserung des Wirkungsgrads um 0,5%. Die Differenz des Wirkungsgrads ist lediglich durch eine numerische Simulation gegeben,

---

experimentelle Werte liegen nicht vor.

Insgesamt muss für eine transsonische Strömung an der Schaufelspitze eine detaillierte Untersuchung der Stoßlage und Stärke erfolgen. Der Vergleich von subsonischen zu transsonischen Turbinen zeigt eine Verbesserung des Wirkungsgrads durch den Squealer, jedoch ist überschlägig ein halbiertes Wert zu erwarten.

---

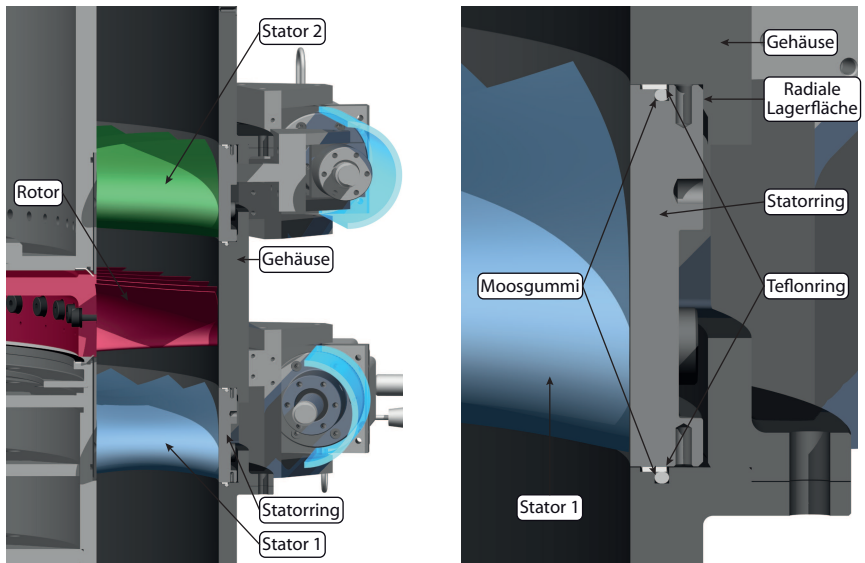
### A.3 Details der Rotordichtung und Statorlagerung

---

Die Abdichtung des Rotors an der Nabenseite stellt eine große Herausforderung dar. Aufgrund der hohen Relativgeschwindigkeiten von ca.  $45 \text{ m/s}$  und der großen Durchmesser ( $\varnothing_{\text{Nabe}} = 677,5 \text{ mm}$ ) ist die Verwendung von Radial- oder Axialwellendichtringen nicht möglich. Bürstendichtungen, die in Flugtriebwerken eingesetzt werden, sind aufgrund der geringen Drücke und der niedrigen Leistungen nicht einsetzbar. Diese benötigen mindestens auf einer Seite der Dichtung einen Schmierstoff und sehr geringe Lauftoleranzen. So wurde auch hier eine Eigenkonstruktion aus Teflon eingesetzt. Ein kegelförmiger Teflonring wird an beiden Seiten der Turbinenscheibe an den stationären Gehäuseteilen befestigt und durch einen O-Ring an die Scheibe angedrückt. Nachfolgend zum Einschleifvorgang ist ein minimaler Spalt vorhanden. Weiterhin ist die Kegelform so gewählt, dass der erhöhte Druck in der Turbine eine leichte Berührung zwischen Dichtung und Scheibe gewährleistet.

Beide Statoren sind relativ zum Gehäuse traversierbar und ermöglichen so eine vollständige Vermessung des Ringraums, ohne das Messequipment zu bewegen. Damit der zugängliche Bereich im Gehäuse über dem Rotor möglichst groß ist, wurde eine neuartige Lagerung und Dichtung der Statorringe umgesetzt. Abbildung A.1 zeigt einen Schnitt durch Statorring 1 und die umliegenden Bauteile. Die vergrößerte Darstellung der Lagerelemente zeigt den Teflonring, der die Lagerung des Rings übernimmt, während die Moosgummidichtung für ein ständiges Andrücken der Dichtung sorgt. Alle Dichtflächen sind gefettet, jedoch ohne eine vollständige Dichtigkeit zu erreichen, was bei den gegebenen Drücken auch kein sinnvolles Ziel darstellt. Aufgrund der geringen Reibkoeffizienten zwischen Teflon und Stahl sind nur geringe Verstellkräfte für die Traversierung notwendig. Weiterhin ist der Haftgleiteffekt bei dieser Materialpaarung sehr gering ausgeprägt, was die Positionierbarkeit deutlich verbessert.





**(a)** Schnitt durch die Lagerringe und Gehäuse

**(b)** Vergrößerung Lagerring Stator 1

**Abbildung A.1:** Details zur Statorlagerung

## A.4 Verwendete Messtechnik

*Tabelle A.1: Messequipment der Betriebsüberwachung*

|                                |                                      |
|--------------------------------|--------------------------------------|
| <b>Druckmessgerät</b>          | PRESSURE SYSTEMS NETSCANNER 9116     |
| Kanäle                         | 16                                   |
| Messbereich                    | 34 kPa                               |
| Abtastrate                     | 500 Hz                               |
| Statische Genauigkeit          | $\pm 0,05$ % Vollausschlag           |
| <b>Datenerfassung</b>          | NATIONAL INSTRUMENTS COMPACTDAQ 9172 |
| Messung Thermoelement          | NATIONAL INSTRUMENTS NI 9211         |
| Messgenauigkeit                | $\pm 1,5$ °C                         |
| Messung Widerstandsthermometer | NATIONAL INSTRUMENTS NI 9217         |
| Messgenauigkeit                | $\pm 0,2$ °C                         |
| Triggererfassung               | NATIONAL INSTRUMENTS NI 9401         |
| max. Abtastfrequenz            | 30 MHz                               |

*Tabelle A.2: Messequipment der Fünf-Loch-Sonden Messung*

|                                    |  |
|------------------------------------|--|
| <b>Druckmessgerät</b>              | PRESSURE SYSTEMS NETSCANNER 9116                     |
| Kanäle                             | 16   |
| Messbereich                        | 34 kPa   |
| Abtastrate                         | 500 Hz   |
| Statische Genauigkeit              | $\pm 0,05$ % Vollausschlag                           |
| <b>Auswertepolynom</b>             |  |
| Totaldruck $p_{\text{tot}}$        | 9. Grades  |
| max. mittlere Abweichung           | 15 Pa  |
| statischer Druck $p_{\text{stat}}$ | 10. Grades   |
| max. mittlere Abweichung           | 40 Pa  |
| Nickwinkel $\gamma$                | 9. Grades  |
| max. mittlere Abweichung           | 1°   |
| Schiebewinkel $\alpha$             | 9. Grades  |
| max. mittlere Abweichung           | 1°   |
| Machzahl $Ma$                      | aus $p_{\text{tot}}$ und $p_{\text{stat}}$ berechnet |
| max. mittlere Abweichung           | 0,002  |

**Tabelle A.3:** Messequipment der Hitzdraht Messungen

|   |                                |
|---|--------------------------------|
| <b>Hitzdrahtbrücke</b>                          | DANTEC DYNAMICS STREAMLINE CTA |
| Anzahl der Messbrücken                          | 2                              |
| <b>Hitzdrahtsonde</b>                           | DANTEC DYNAMICS 55P62          |
| Anzahl der Drähte                               | 2                              |
| Durchmesser Drähte $\varnothing_{\text{Draht}}$ | 5 $\mu\text{m}$                |
| Ausrichtung der Messebene                       | senkrecht zur Sondenachse      |
| <b>Auswertepolynom</b>                          |                                |
| Geschwindigkeit $c$                             | 5. Grades                      |
| max. mittlere Abweichung                        | 0,3 $\text{m/s}$               |
| Schiebewinkel $\alpha$                          | 5. Grades                      |
| max. mittlere Abweichung                        | 0,7°                           |
| <b>Spannungserfassung</b>                       | NATIONAL INSTRUMENTS NI 9215   |
| Anzahl Kanäle                                   | 4                              |
| Messbereich                                     | $\pm 10 \text{ V}$             |
| Auflösung                                       | 16 Bit                         |
| max. Abtastrate                                 | 100 kHz                        |
| max. Messabweichung                             | $\pm 1 \%$ des Messbereichs    |

**Tabelle A.4:** Messequipment der instationären Wanddruckmessungen

|                         |                               |
|-------------------------|-------------------------------|
| <b>Drucksensor</b>      | KULITE XCS-062                |
| Druckmessbereich        | 2 x 35 kPa                    |
| Durchmesser             | 1,7 mm                        |
| max. Messabweichung     | $\pm 0,5 \%$ des Messbereichs |
| typ. Messabweichung     | $\pm 0,1 \%$ des Messbereichs |
| <b>Spannungsmessung</b> | SPECTRUM MX.4730              |
| Druckmessbereich        | 2 x 35 kPa                    |
| Durchmesser             | 1,7 mm                        |
| max. Messabweichung     | $\pm 0,5 \%$ des Messbereichs |
| typ. Messabweichung     | $\pm 0,1 \%$ des Messbereichs |
| max. Abtastfrequenz     | 500 kHz                       |

**Tabelle A.5:** Messequipment der PIV Aufbauten

|                               |                                  |
|-------------------------------|----------------------------------|
| <b>Auswerteprogramm</b>       | LAVISION DAVis 7.2               |
| <b>Laser</b>                  | LITRON NANO L PIV 200-15         |
| Pulsenergie                   | 2 x 200 mJ                       |
| Pulsfrequenz                  | 15 Hz                            |
| <b>Kameras</b>                | LAVISION IMAGERPro X 2M          |
| Auflösung                     | 1.600 × 1.200                    |
| Frequenz                      | 15 Hz                            |
| Pixelgröße                    | 7,4 µm × 7,4 µm                  |
| Dynamik                       | 14 Bit                           |
| Min. Zeit zwischen Aufnahmen  | 120 ns                           |
| <b>Objektiv SPIV-A</b>        | ZEISS PLANAR T* 1,4/85 ZF.2      |
| <b>Objektiv SPIV-B + BPIV</b> | ZEISS MAKRO-PLANAR T* 2/100 ZF.2 |
| <b>Steuereinheit</b>          | LAVISION PTU v9                  |
| <b>Seeding Generator</b>      | PIVTEC PIVPART40                 |
| Prinzip                       | Laskin                           |
| Düsenzahl                     | 40                               |
| Betriebsdruck                 | 1,5 bar                          |
| Mittlerer Partikeldurchmesser | 1 µm                             |
| <b>Boreskop</b>               | KARL STORZ 8870DX                |
| Schaftlänge                   | 300 mm                           |
| Durchmesser                   | 8 mm                             |
| Blickrichtung                 | 90°                              |
| Öffnungswinkel                | 62°                              |
| <b>Lichtschnittoptik</b>      | LAVISION SHEET OPTICS DIVERGENT  |
| Brennweite der Zylinderlinse  | $f = -20$ mm                     |
| <b>Laserstrahlanalyse</b>     | COHERENT LASERCAM HR             |
| Variabler Abschwächer         | COHERENT C-VARM                  |
| Strahlumlenkung               | COHERENT BCUBE                   |
| <b>Leistungsmonitor</b>       | GENTEC SOLO 2                    |
| <b>Leistungsmesskopf</b>      | GENTEC UP19K-15S-VM              |

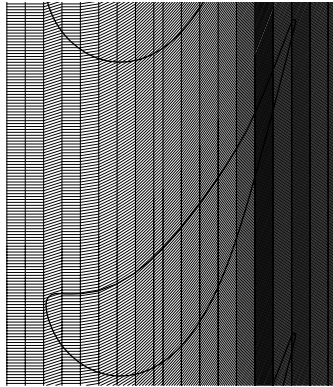
---

## A.5 Darstellungsgitter der instationären Wanddruckmessung

---

Üblicherweise wird ein orthogonales Koordinatensystem für die Darstellung der Wanddruckergebnisse verwendet, siehe BIELA *et al.* [4]. Für ein in den Raumrichtungen ungleichförmiges Gitter kann ein diagonal zusammenhängendes Gebiet als mehrere einzelne dargestellt werden.

Das hier verwendete Gitter ist in Umfangsrichtung gerade und in axialer Richtung an die Form der Druckseite der Rotorschaufelpitze angepasst, da die beobachteten Effekte hauptsächlich von dieser Geometrie abhängig sind. Physikalisch zusammenhängende Gebiete, wie die Ablösung an der druckseitigen Schaufelkante, können somit auch als solche identifiziert werden. Die Position oder Reihenfolge der einzelnen Werte wurde nicht verändert. Eine Darstellung des Gitters ist in Abbildung A.2 zu sehen.



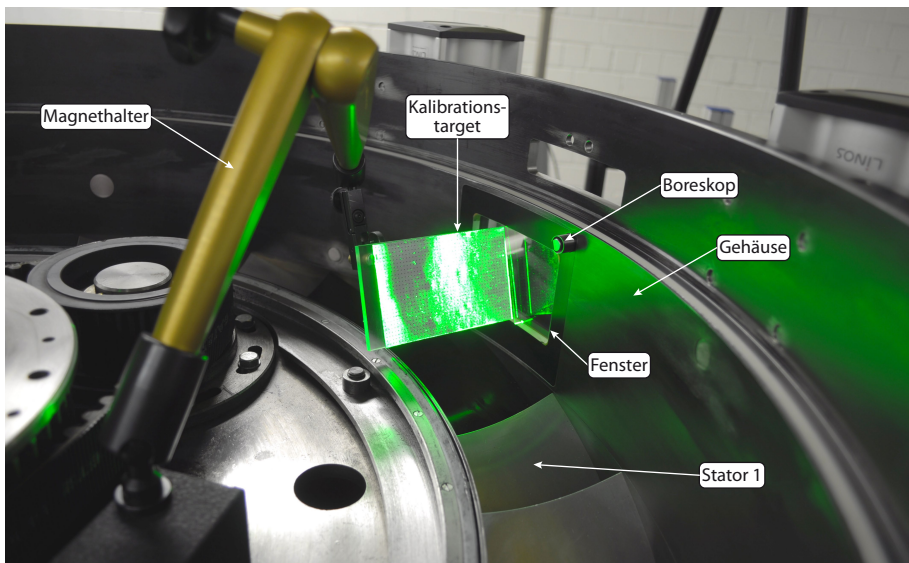
**Abbildung A.2:** Darstellungsgitter der Wanddruckmessungen

---

## A.6 Detaillierte Darstellung des Kalibrationsvorgangs der PIV-Aufbauten

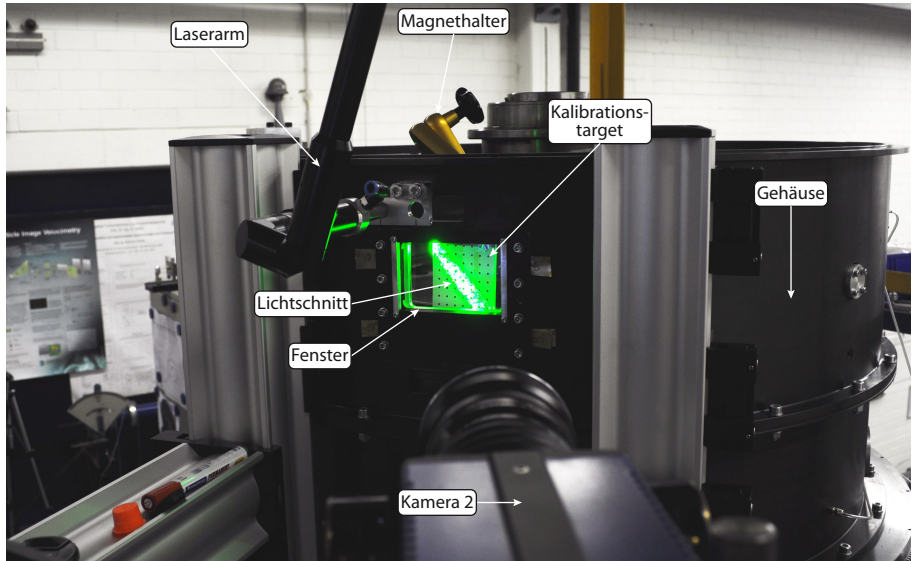
---

In diesem Abschnitt werden die Kalibration des Boreskopischen und des Stereo PIV-Aufbaus durch Fotografien verdeutlicht. Konstruktionsbedingt können Stator 2 und der Rotor des Turbinenprüfstands demontiert werden, ohne das Gehäuse zu entfernen. Dadurch kann die gesamte PIV-Ausrüstung am Gehäuse verbleiben. Für die Kalibration ergibt sich der Vorteil, dass sowohl das Fenster als auch die Lichtschnittsonde bzw. Boreskop ohne den Rotor verwendet werden können. Die Positionierung des Kalibrationstargets erfolgt ohne die Einschränkungen einer montierten Beschaufelung. Abbildung A.3 zeigt die Kalibration des BPIV-Aufbaus. Dabei wird das Kalibrationstarget an einem Magnethalter befestigt, sodass eine hohe Beweglichkeit bei der Positionierung gewährleistet ist. Anschließend wird das Target mit der Kamera aufgezeichnet und für die Erzeugung eines Polynoms zur Entzerrung genutzt.



**Abbildung A.3:** Kalibrationsaufbau BPIV

Für den SPIV-Aufbau, dargestellt in Abbildung A.4, wurde ein ähnliches Vorgehen gewählt. Auch hier wurde der Rotor entfernt und das Kalibrationstarget im Lichtschnitt positioniert. Das übrige Vorgehen entspricht dem des BPIV-Aufbaus.



*Abbildung A.4: Kalibrationsaufbau SPIV*

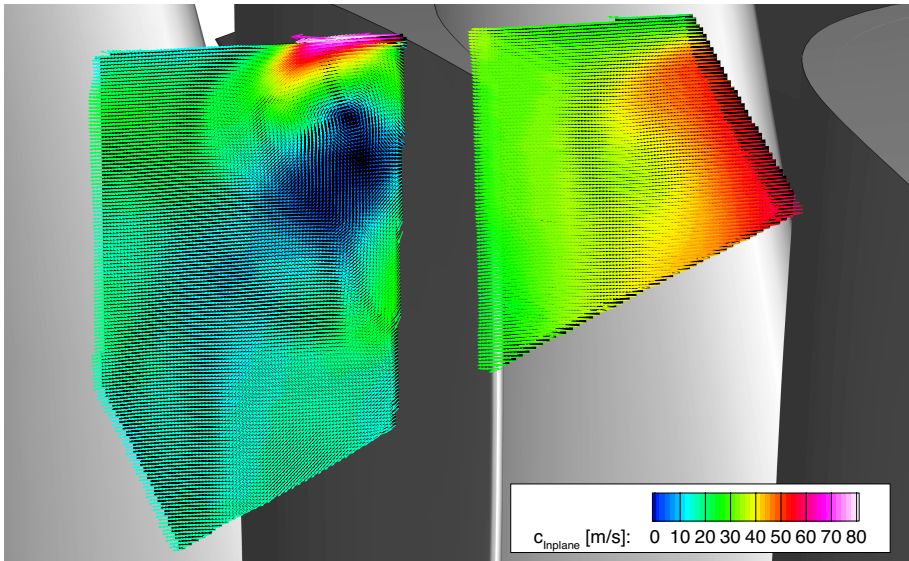
---

## A.7 Detaillierte Darstellung der Anwendung des Wirbelkriteriums

---

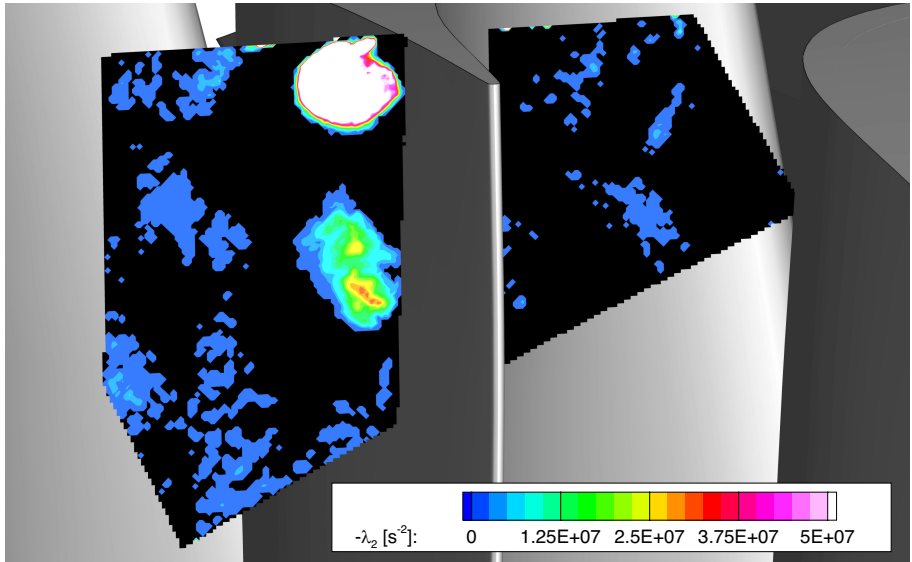
Im Folgenden wird die Berechnung der kinetischen Rotationsenergie und der Wirbelfläche detailliert beschrieben. Die Berechnung wurde auf die jeweilige Messebene der Boreskopischen PIV-Messwerte angewendet, die in Abbildung A.5 dargestellt wird. Wie in Kapitel 2.6 erwähnt, sind lediglich die Geschwindigkeitsvektoren in der Ebene notwendig. Die Berechnung des  $\lambda_2$ -Werts, beschrieben in Formel (2.18), führte zum in Abbildung A.6 dargestellten Ergebnis. Im folgenden Schritt wurde die, durch die manuelle Auswahl eines Datenpunkts innerhalb des Wirbels ausgewählte, Wirbelstruktur vom restlichen Datengebiet getrennt und extrahiert, siehe Abbildung A.7.

Alle folgenden Berechnungen wurden nur für die isolierte Wirbelfläche vorgenommen. Zunächst wurden die Wirbelgeschwindigkeiten und das Wirbelzentrum nach Formeln (2.19) bis (2.22) kalkuliert.

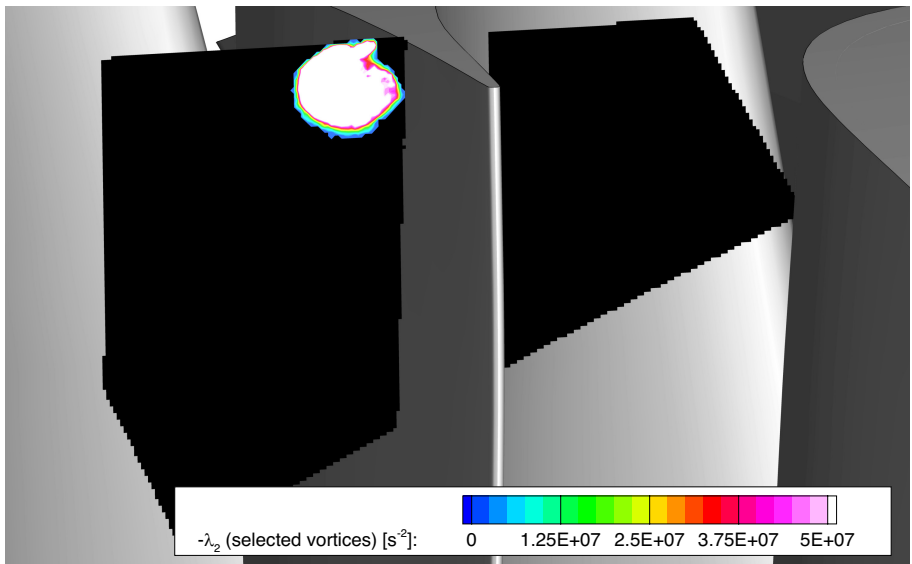


**Abbildung A.5:** Vektoren der Absolutgeschwindigkeit

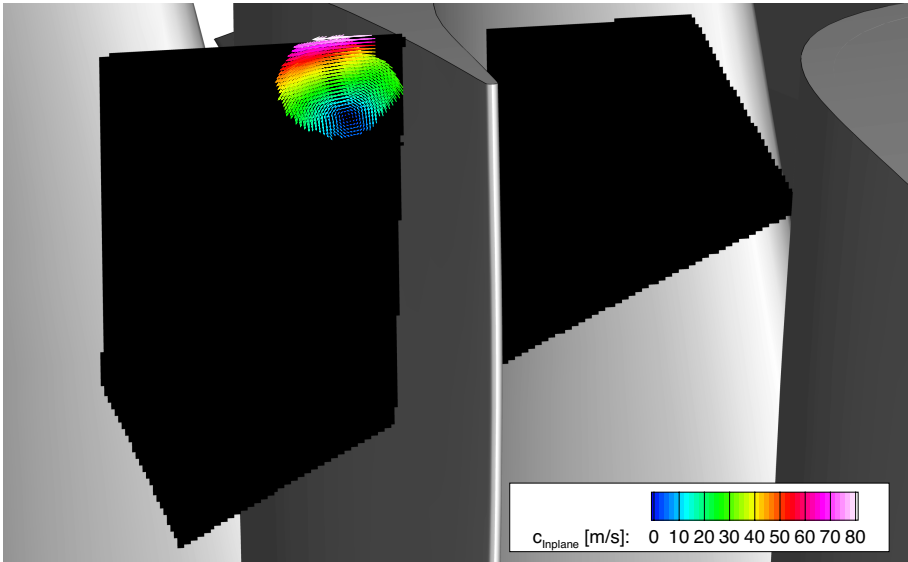




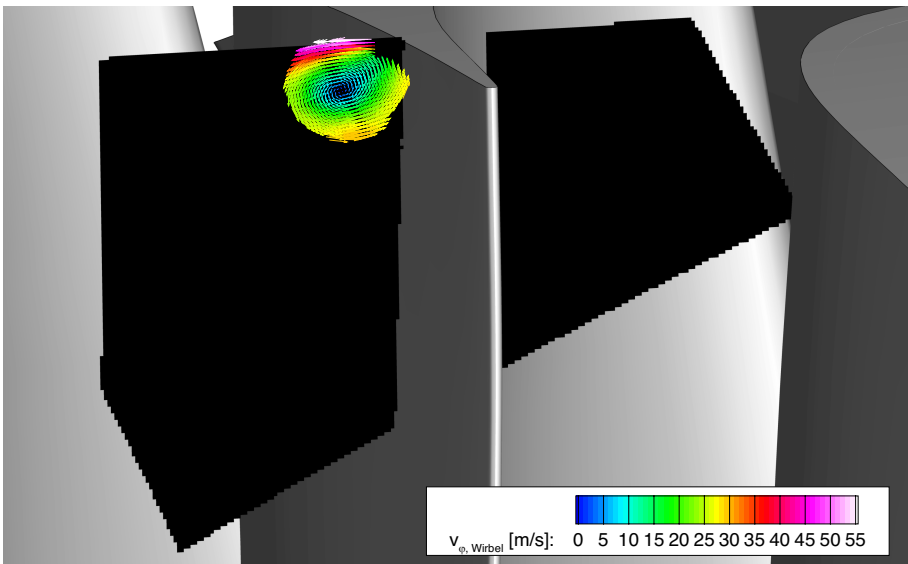
**Abbildung A.6:** Negativer  $\lambda_2$ -Wert, Werte mit  $\lambda_2 < 0$  werden als schwarze Fläche dargestellt



**Abbildung A.7:** Negativer  $\lambda_2$ -Wert einer isolierten Wirbelstruktur

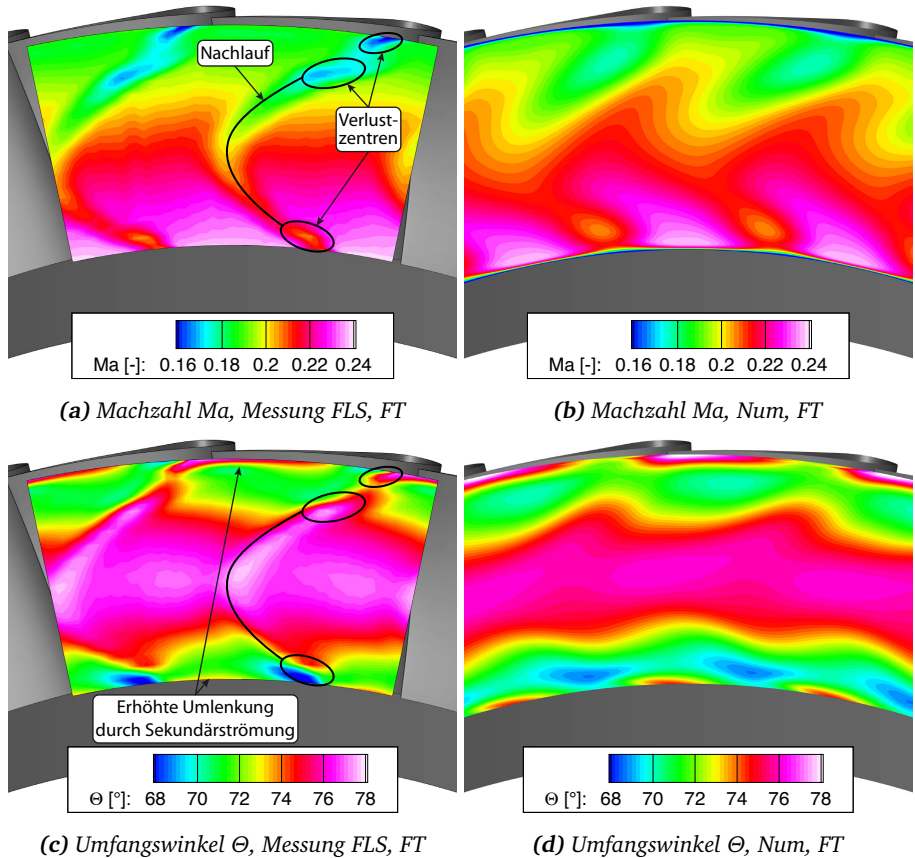


*Abbildung A.8: Isolierte Vektoren der Absolutgeschwindigkeit*

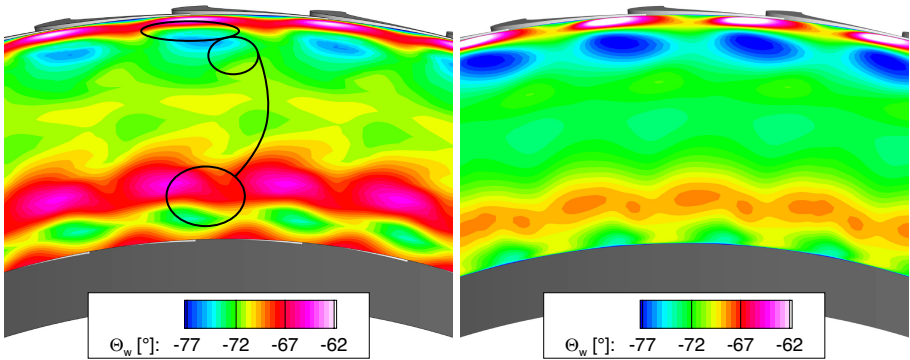


*Abbildung A.9: Vektoren der Wirbelgeschwindigkeit*

## A.8 Vergleich Messung - Numerik



**Abbildung A.10:** Vergleich Messung - Numerik stromab Stator 1, Messebene dS1



**(a)** Rotorrelativer Umfangswinkel  $\Theta_w$ , Mesung HDA, FT **(b)** Rotorrelativer Umfangswinkel  $\Theta_w$ , Numerik, FT

**Abbildung A.11:** Vergleich Messung - Numerik stromab Rotor; Messebene dRo

## A.9 Ergänzende Darstellungen

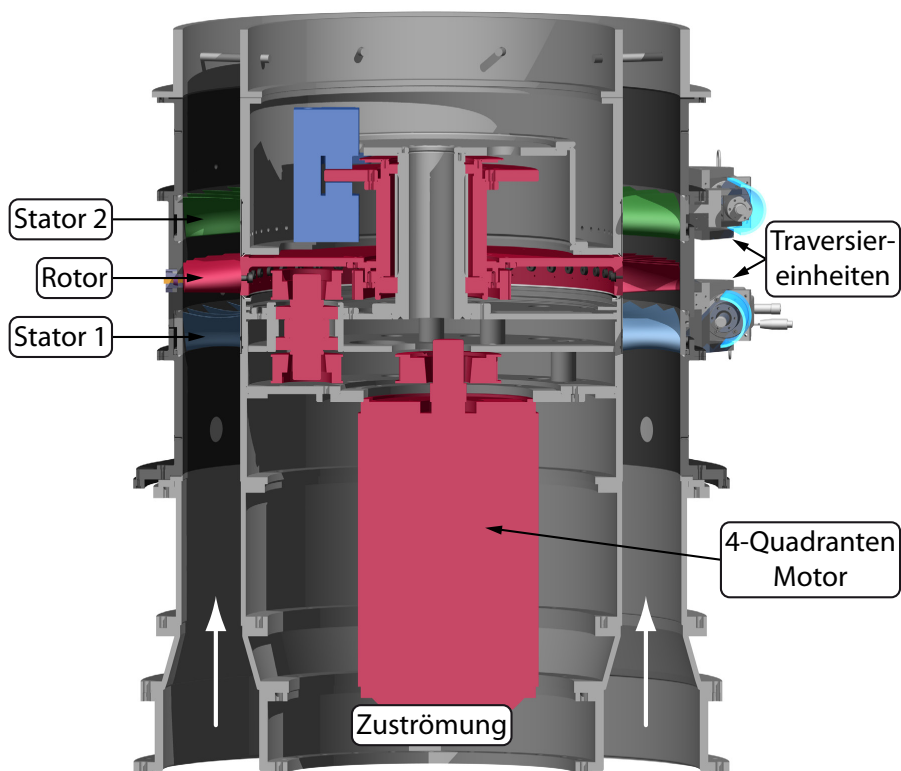
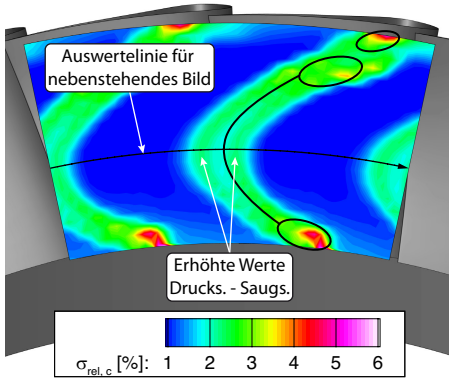
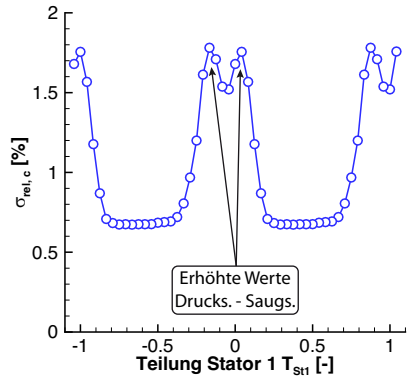


Abbildung A.12: Schnittansicht durch die Messstrecke



(a) Strömungsfeld



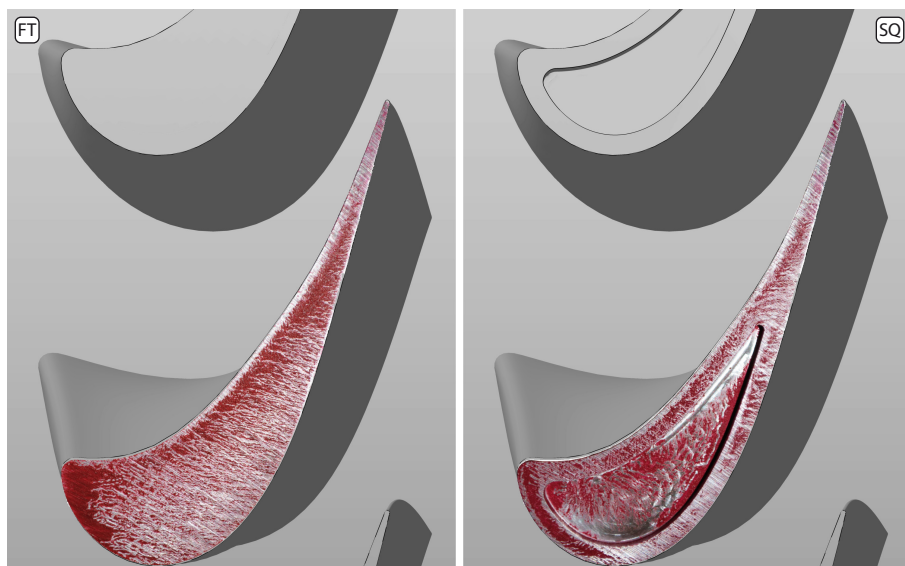
(b) Verlauf auf 43 % Kanalhöhe über zwei Statorpassagen

**Abbildung A.13:** Relative Standardabweichung der Absolutgeschwindigkeit  $\sigma_{rel,c}$ , Messebene dS1, HDA, FT

---

## A.10 Bilder der Farbanstrichversuche

---



**Abbildung A.14:** Farbanstrichversuche, FT - SQ